

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис)

“ _____ ” _____ 2019 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

з напрямку підготовки 6.050601 Теплоенергетика (спеціальності 144 Теплоенергетика)

на тему: «Модернізація індивідуального теплового пункту громадської будівлі в м. Києві при встановленні повітряного теплового насосу для гарячого водопостачання та кондиціювання повітря в літній період »

Виконав : студент IV курсу, групи ТП - 51

_____ Мітченко Іван Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник

_____ Голіяд Микола Никифорович

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к. т. н. Каштанов С.Ф.

(назва розділу)

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки 6.050601 «Теплоенергетика»

(Спеціальність 144 «Теплоенергетика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г.Б.Варламов
(підпис)

«___» _____ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Мітченку Івану Олександровичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Модернізація індивідуального теплового пункту громадської будівлі в м. Києві при встановленні повітряного теплового насосу для гарячого водопостачання та кондиціювання повітря в літній період.

керівник проекту Голяд Микола Никифорович, старший викладач,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «___» _____ 2019 р. №___

2. Термін подання студентом проекту 18.06.2019 р.

3. Вихідні дані до проекту Кількість поверхів – 6; Кількість працівників – 280 чоловік; Розміри будинку – 48×18×24м.; Теплова мережа – 150×70°C; Кількість будинків – 1. Незалежна схема опалювання.

4. Зміст пояснювальної записки 1. Розробка схеми системи теплопостачання будівлі та її опис.

2. Розрахунок теплових навантажень.

3. Розрахунок підігрівачів системи опалення та ГВП.

4. Розрахунок енергозберігаючої частини системи ГВП будівлі на базі теплового насосу. Вибір холодильного агента. Термодинамічний розрахунок

теплового насосу.

5. Розрахунок охолоджувача повітря – випаровувала холодильного агента теплового насоса.

6. Вибір основного і допоміжного обладнання.

7. Вибір розширювального баку системи опалення.

8. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) _____

1. Теплова схема ІТП. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

2. Підігрівач системи ГВП. ЕСКД, А1 – 1 аркуш.

3. Компоновка обладнання у тепlopункті. План на відмітці – 0.000. СПДБ, А1 – 1 аркуш.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання 03.05.2019 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Визначення теплового навантаження споживачів		
2.	Розробка схеми ІТП		
3.	Розрахунок системи опалення		
4.	Розрахунок системи ГВП		
5.	Вибір основного обладнання		
	Графічна частина		
1.	Теплова схема ІТП		
2.	Підігрівач системи ГВП		
3.	Компоновка обладнання в тепlopункті		

Студент _____
(підпис)

І.О. Мітченко
(ініціали, прізвище)

Керівник проекту _____
(підпис)

М.Н.Голіяд
(ініціали, прізвище)

**Пояснювальна записка
до дипломного проекту
на тему: «Модернізація індивідуального
теплового пункту
громадської будівлі в м. Києві при встановленні
повітряного теплового насосу для гарячого
водопостачання та кондиціювання повітря в
літній період»**

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Модернізація індивідуального теплового пункту громадської будівлі в м. Києві при встановленні повітряного теплового насосу для гарячого водопостачання та кондиціювання повітря в літній період»: пояснювальна записка на 66 с., 17 рис., 13 табл., 15 бібліографічних найменувань; креслень – 3 арк. ф. А1.

Мета проекту – розробка проекту індивідуальної системи тепlopостачання громадської будівлі з використанням теплового насосу для її ГВП та кондиціювання повітря в літній період.

Для кліматичних умов міста Києва визначені теплові навантаження на опалення і гаряче водопостачання громадської будівлі з заданими характеристиками і кількістю працівників.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виробників відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема індивідуальної системи тепlopостачання громадської будівлі та підібране її основне обладнання.

Наведений розрахунок теплоутилізаційної частини системи гарячого водопостачання будівлі на базі теплового насосу. За отриманими даними вибрано відповідно баки акумулятори та компресор.

На кресленнях наведені теплова схема індивідуального теплового пункту, компоновка теплотехнічного обладнання та випаровувач фреону теплового насосу.

Відмічені основні заходи та засоби по організаційно-технічному забезпеченню охорони праці.

Ключові слова: тепловий насос, гаряче водопостачання, підігрівач, опалення, теплове навантаження, насос, компресор, температура, коефіцієнт, повітря, охорона праці.

ANNOTATION

Graduation project of the first (bachelor) level of higher education on the theme: "Modernization of an individual heating station of a public building in Kiev during installation of an air heat pump for hot water supply and air conditioning in the summer period.": Explanatory note at 66 p., 17 fig., 13 tabl., 15 bibliographic names; drawings – 3 A1 sh.

The goal of the project is to develop a project for an individual heat supply system of a public building using a heat pump for its hot water supply and air conditioning in the summer.

For the climatic conditions of the city of Kiev, the heat loads on the heating and hot water supply of the residential building with specified characteristics and number of employees are determined.

Using the regulatory materials and catalogs of the manufacturers of the respective products, a schematic diagram of the individual heat supply system of the public building and its main equipment were designed and calculated.

The above calculation of the heat recovery part of the hot water system of the building on the basis of the heat pump. According to the data obtained, the batteries and the compressor were chosen respectively.

The drawings show the heat diagram of an individual heat supply station, the assembly of heat engineering equipment and the evaporator of the heat pump freon.

The main measures and means for organizational and technical support of labor protection are noted.

Keywords: heat pump, hot water supply, heater, heating, heat load, pump, compressor, temperature, coefficient, air, labor protection.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврского) уровня высшего образования на тему: «Модернизация индивидуального теплового пункта общественного здания в г. Киеве при установке воздушного теплового насоса горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха в летний период» .: пояснительная записка на 66 с., 17 рис., 13 табл., 15 библиографических наименований; чертежей - 3 л. ф. А1.

Цель проекта - разработка проекта индивидуальной системы теплоснабжения общественного здания с использованием теплового насоса для ее ГВС и кондиционирования воздуха в летний период.

Для климатических условий города Киева определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение общественного здания с заданными характеристиками и количеством работников.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-производителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема индивидуальной системы теплоснабжения общественного здания и выбранное ее основное оборудование.

Приведенный расчет теплоутилизационной части системы горячего водоснабжения здания на базе теплового насоса. По полученным данным выбраны соответственно баки аккумуляторы и компрессор.

На чертежах приведены тепловая схема индивидуального теплового пункта, компоновка теплотехнического оборудования и испаритель фреона теплового насоса.

Отмечены основные меры и средства по организационно-техническому обеспечению охраны труда.

Ключевые слова: тепловой насос, горячее водоснабжение, подогреватель, отопление, тепловая нагрузка, насос, компрессор, температура, коэффициент, воздух, охрана труда.

Зміст

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1 Схема теплового пункту та його опис.....	12
1.1 Вузол опалення.....	12
1.2 Вузол гарячого водопостачання.....	13
1.3 Система вентиляції.....	15
2 Розрахунок теплових навантажень споживачів.....	16
2.1 Визначення теплового навантаження на опалення.....	16
2.2 Визначення теплового навантаження на гаряче водопостачання.....	21
3 Розрахунок схеми індивідуального теплового пункту.....	24
3.1 Розрахунок підігрівача системи опалення.....	24
3.2 Розрахунок навантажень і витрат на підігрівач ГВП.....	31
3.3 Розрахунок пластинчатого підігрівача ГВП.....	32
3.4 Вибір циркуляційного насосу системи ГВП.....	38
3.5 Вибір циркуляційного насосу системи опалення.....	39
3.6 Вибір підживлювального насосу системи опалення.....	41
3.7 Вибір розширювального баку системи опалення.....	42
4 Модернізація індивідуального теплового пункту будівлі.....	44
4.1 Витрати навколишнього повітря, що забезпечують необхідну потужність ТН для приготування води на ГВП в літній період	44
4.2 Баки акумулятори системи ГВП будівлі.....	45
4.3 Вибір холодильного агенту. Термодинамічний розрахунок теплового насосу	45
4.4 Розрахунок охолоджувача повітря – випаровувача холодильного агенту теплового насоса.....	50
4.5 Вибір вентилятора.....	55
5 Охорона праці.....	57
5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованої системи тепlopостачання.....	57
5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.....	60
5.3 Протипожежна безпека та протипожежний захист.....	61

					ТП 51 58 009 ПЗ						
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Мітченко			Модернізація індивідуального теплового пункту Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів	
Керівник		Голяд								7	66
П.контр.								КПІ ім. І. Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ			
Н. Контр.		Боженко									
Зав.каф.		Варламов									

Висновки.....	63
Перелік посилань.....	64
Додаток А	
Список наукових праць та творчих досягнень.....	65
Додаток Б	
Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат.....	66

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

Q – теплова потужність;
 q – питома теплова потужність
 t – температура;
 G – масова витрата ;
 L – об’ємна витрата;
 F –площа поверхні;
 f – площа поперечного перерізу;
 W – швидкість;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 k – коефіцієнт теплопередачі;
 D – діаметр;
 P – тиск;
 R – питомі витрати тиску на тертя;
 V – об’єм;
 A – температурний множник;
 h – ентальпія;
 Re – число Рейнольдса;
 Pr – критерій Прандтля;
 Eu – критерій Ейлера;
 ν –коефіцієнт кінематичної в’язкості;
 λ – коефіцієнт теплопровідності;
 ρ – густина

Індекси

Нижні:

оп – параметри опалення;
 Γ – параметри гарячого теплоносія ;
 x – параметри холодного теплоносія ;
 $\Gamma.B$ –параметри системи гарячого водопостачання;
 p – розрахункова величина;
 z – параметри зовнішнього повітря;
 $вн$ – параметри внутрішнього повітря;
 $пл$ – параметри пластини теплообмінного апарату;

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рец – параметри рециркуляційної води;

ср – середнє значення;

обл – обладнання;

ф – фільтр;

ш – шумоглушник;

б – боковой;

екв – еквівалентний;

тр – тертя;

м – місцевий;

к – конденсатор.

Верхні:

max –максимальні параметри;

min – мінімальні параметри;

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср– параметри точки зламу.

Скорочення

ГВП– гаряче водопостачання;

ТОА– теплообмінний апарат;

ТН– тепловий насос

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Приєднання споживачів до теплової мережі здійснюється через об'єкт, який називається тепловим пунктом [1]. Він являє собою сукупність пристроїв, розташованих у відособленому приміщенні і складається з теплотехнічного обладнання і установок, які забезпечують приєднання цих установок до теплової мережі, їх працездатність, управління режимами теплоспоживання, трансформацію, регулювання параметрів теплоносія і розподіл теплоносія по типу вжитку [1].

Теплові пункти поділяються на:

-індивідуальні (ІТП) – для приєднання систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання і технологічних установок однієї будівлі або його частини;

-централізовані (ЦТП) – теж саме, але для двох і більше будівель.

Встановлення ІТП обов'язкове для кожної будівлі незалежно від наявності ЦТП[1].

До основного обладнання теплових пунктів відносяться: циркуляційні насоси, теплообмінники, грязьовики, напірні баки. Широко застосовуються, також, прилади контролю і автоматики [2].

Особливістю даної роботи є використання теплоти навколишнього повітря для забезпечення потреб ГВП будівлі в теплий період року. Навколишнє повітря влітку становить собою стабільне джерело низькопотенційної енергії, що може використовуватись для гарячого водопостачання, за умови застосування теплового насосу [3].

Повітря з навколишнього середовища охолоджується у фреоновому теплообміннику. Для подолання опору охолоджувача повітря встановлюють вентилятори. Охолоджене повітря після фреонового випаровувача в подальшому через систему повітряних каналів-коробів подається в будівлю з метою зниження її внутрішньої температури.

Оскільки режим роботи теплового насосу постійний, а споживання гарячої води змінюється протягом доби, то система ГВП додатково комплектується баками-акумуляторами цієї води.

1 СХЕМА ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЙОГО ОПИС

1.1 Вузол опалення

Використання незалежної схеми дозволяє забезпечити економію теплової енергії. Приєднання опалювальної системи до теплової мережі через поверхневий пластинчатий підігрівач. В такому випадку робота системи відбувається під тиском власного розширювального баку. Наявність підігрівача у системі принципово дозволяє здійснити більш раціональний режим регулювання. Це особливо доцільно при наявності в графіку центрального регулювання зони постійної температури води. Циркуляція води в системі опалення здійснюється відцентровим насосом. Перевагою такої системи є також відсутність можливості потрапляння гострої мережної води в систему опалення будівлі [2].

Основний недолік системи – це велика вартість (порівняно, наприклад, з вузлом змішування) через наявність такого обладнання, як насос, підігрівач, розширювальний бак [2].

У даній системі встановлено щит управління насосами, вузол обліку теплової енергії, за допомогою яких можна проконтролювати всі стадії споживання тепла, а також врахувати такі фактори, як : температуру зовнішнього повітря, ізоляцію огорожень будівлі, теплову потужність системи опалення [2].

До основних недоліків даного типу регулювання можна віднести велику вартість даного обладнання, оскільки робота регулятора відбувається в комплексі з відповідними клапанами і насосним обладнанням [2].

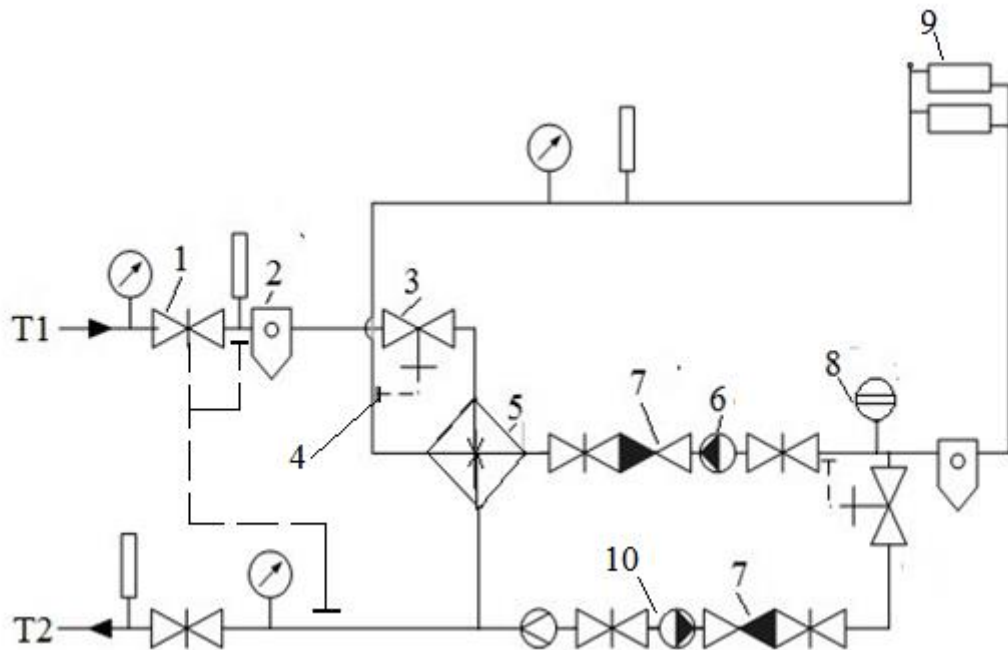
Для опалення житлового будинку приймається незалежна схема системи опалення з застосуванням автоматичного регулювання (рисунок 1.1) [4].

До системи входять наступні елементи: регулятор температури води, встановлений на прямому трубопроводі до теплообмінного апарату; теплообмінний апарат , що визначає незалежну схему приєднання; циркуляційний насос; регулятор перепаду тиску, розміщений на прямому трубопроводі; розширювальний бак.

Мережна вода по прямому трубопроводу проходить через фільтр – грязьовик [2], в якому затримуються крупні механічні домішки, які можуть забити канали теплообмінника і цим знизити потужність системи.

Теплоносій з прямого трубопроводу Т1 поступає на регулятор перепаду тиску 1, що забезпечує сталий перепад тисків між прямою і зворотними магістралями теплопостачання для того, щоб витрата теплоносія через теплообмінник залишалась постійною, не зважаючи на зміну зовнішніх параметрів. Після цього проходить через фільтр, який затримує механічне забруднення. Далі теплоносій надходить в пластинчатий теплообмінник 5, а після ТОА поступає до зворотного трубопроводу теплової мережі Т2.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



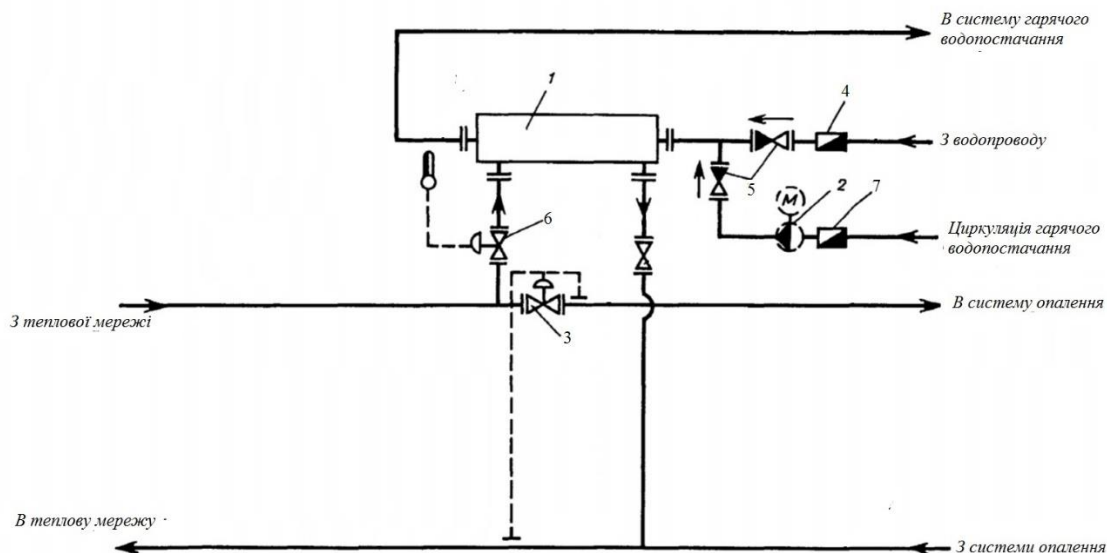
- 1- регулятор перепаду тиску;
- 2- фільтр-грязьовик;
- 3- регулятор температури;
- 4- датчик температури в прямому трубопроводі місцевої системи;
- 5- пластинчатий теплообмінник;
- 6- циркуляційний насос;
- 7- зворотній клапан;
- 8- розширювальний бак;
- 9- опалювальні пристрої;
- 10- вузол підживлення.

Рисунок 1.1- Незалежна схема приєднання теплообмінника системи опалення.

Елементами внутрішнього контуру системи опалення є: опалювальні пристрої 9, розширювальний бак 8, призначений для компенсації температурних розширень теплоносія, циркуляційні насоси 6 для забезпечення циркуляції води при необхідних значеннях напору і витрати, що є необхідним для підтримки потрібної теплової потужності; вузол підживлення 10, який заповнює систему в момент запуску, датчик температури 4 та зворотній клапан 7.

1.2 Вузол гарячого водопостачання

Включення вузла ГВП здійснене по незалежній одноступеневій схемі [4] (рисунок 1.2). Вузол проектується з розрахунку на максимальне навантаження споживачів на систему гарячого водопостачання у холодний період року



- 1 – водонагрівач гарячого водопостачання;
- 2 – підвищувально-циркуляційний насос гарячого водопостачання;
- 3 – датчик температури;
- 4 – регулятор перепаду тиску (прямої дії);
- 5 – зворотній клапан;
- 6 – регулятор подачі води на гаряче водопостачання ;
- 7 – вимірювач гарячої води;

Рисунок 1.2 – Схема гарячого водопостачання

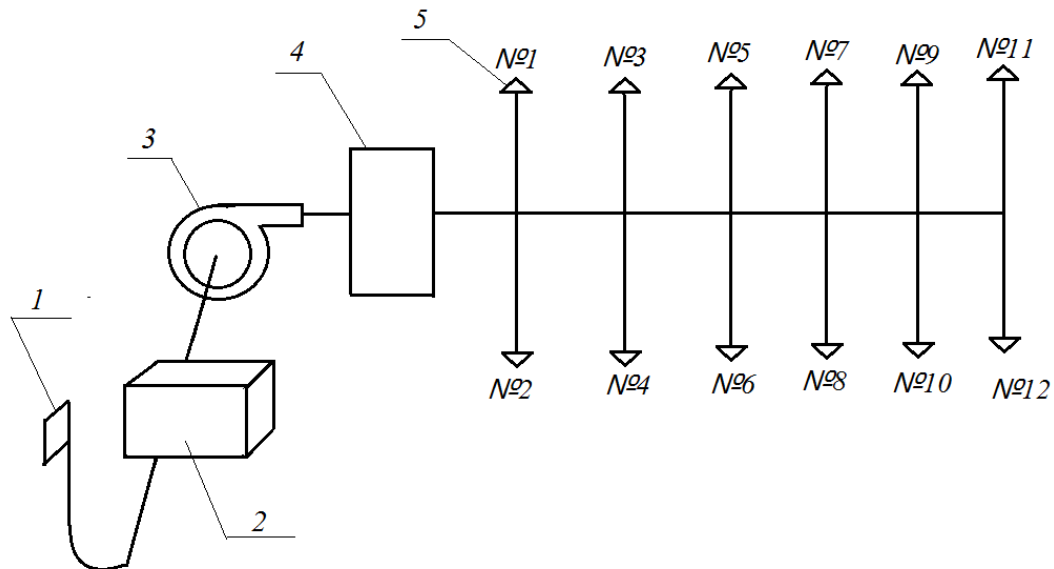
До складу системи ГВП входять: пластинчатий теплообмінний апарат, який призначений для нагрівання води на потреби гарячого водопостачання. Також до складу вузла входять циркуляційний-підвищувальний насос 1, регулятори обмеження максимальної витрати води на ввід (прямої дії) 4 та змішування гарячої води 11.

Мережна вода поступає на теплообмінник, проходячи через фільтр – грязьовик, який зменшує вміст механічних забруднень у воді. Далі теплоносії потрапляє на регулятор тиску «після себе», після чого на регулятор обмеження витрати 4, котрий зменшує утворення накипу на пластинах теплообмінника шляхом обмеження цієї температури, а також забезпечує безпечну температуру гарячої води для споживачів. Після цього мережна вода надходить до зворотної магістралі.

Водопровідна вода з температурою 5°C поступає у систему ГВП через регулятор тиску , який знижує тиск до розрахункового і підтримує його на цьому рівні постійно, забезпечуючи при цьому водорозбір, достатній для задоволення потреб споживачів. Після цього вода нагрівається в теплообміннику 7 до температури 55°C. У схемі застосована рециркуляція ГВП.

1.3 Система вентиляції

Система вентиляції призначена для створення обміну повітря в приміщенні для видалення надлишків теплоти та вологи з метою забезпечення умов сприятливих для здоров'я і самопочуття людини. Схема повітропроводів вентиляції зображена на рис. 1.3.



1-повітрозабірний пристрій;

2-фільтр;

3-припливний вентилятор;

4-охолоджувач повітря фреоновий;

5-повітророзподільчі пристрої

№1-№12- умовні номери приміщень

Рис. 1.3 – Схема вентиляційних повітропроводів

Тепле атмосферне повітря після повітрозабірного пристрою 1 проходить через фільтр 2, де очищується від пилу. Далі через припливний вентилятор 3 повітря поступає на фреоновий охолоджувач, де віддає частину теплоти теплоносію теплового насосу. Після цього охолоджене повітря надходить у повітропроводи громадської будівлі та за допомогою 5 розподіляється всередині приміщень.

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

2.1 Розрахунок витрат теплоти на опалення

2.1.1 Вихідні дані до розрахунку:

Кількість поверхів – 6;

Кількість працівників – 280 чел.;

Розміри будинку – 48х18х24 м;

Температурний графік теплової мережі – 150х70 °С;

Кліматологічні дані прийняті для м. Одеса;

Характеристика стін –цегляно-бетонна, товщина $\delta_1 = 525$ мм.

Характеристика перекриття – з горищем, залізобетонне товщиною 50 мм; утеплювач – шлак товщиною $\delta = 150$ мм.

Характеристика засклення – подвійне в дерев'яних відокремлених рамах.

Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{вн} = 22$ °С .

2.1.2 Кліматологічні дані для м. Одеси [5]:

- тривалість опалювального періоду – $n_o = 158$ діб;
- температура зовнішнього повітря у холодний період року;
- розрахункова для опалення – $t_{po} = -18$ °С;
- середня опалювального періоду – $t_n^{cp.o} = 2,0$ °С .

2.1.3 Розрахунок теплових втрат приміщеннями будівлі в холодний період року здійснюється за формулою, кВт [6]

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{осн.} + Q_{дод.}, \quad (2.1)$$

де $\Sigma Q_{осн.}$ – сума теплових втрат через зовнішні огороження (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття останнього поверху та підлога першого поверху), кВт;

$Q_{дод.}$ – додаткові втрати (орієнтація огорожувальних конструкцій за сторонами світу, швидкість, напрям та інтенсивність вітру, витрати на інфільтрацію зовнішнього повітря, дві та більше кутові зовнішні стіни), кВт.

2.1.4 Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, кВт, розраховуються для кожного елемента за формулою [6]

$$Q_{осн} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{вн} - t_{p.o.}) n_i, \quad (2.2)$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі окремих зовнішніх конструкцій, Вт/(м²К);

F_i – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, м²; $t_{вн}$ – температура повітря всередині приміщення, °С; $t_{p.o.}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С; n_i –

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

коефіцієнт, за яким враховують зниження різниці температур, залежить від положення поверхні огорожувальної конструкції.

Для розрахунку теплових втрат приміщень висотою більше 4 м його потрібно розділити на дві зони по висоті і розрахунок теплових втрати для кожної частини проводити окремо, причому розрахункова різниця температур для зовнішніх конструкцій нижчих за 4 м буде однаковою, а розрахункова різниця температур для зовнішніх конструкцій, розміщених вище 4 м від підлоги визначатиметься за наступною формулою

$$\Delta t = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{зв}}}{2} - t_{\text{п.о.}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.3)$$

де $t_{\text{зв}}$ – температура повітря зверху приміщення, $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{зв}} = t_{\text{вн}} + k(H_{\text{п}} - 4), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.4)$$

де k – коефіцієнт зростання температури по висоті, значення якого приймається в межах від 0,2 до 1,5 $^\circ\text{C}/\text{м}$; $H_{\text{п}}$ – висота приміщення, м.

2.1.5 Визначаємо зовнішні розміри огорожень

$$A_{\text{сз}} = a_1 + 2\delta_1 ;$$

$$A_{\text{сз}} = 48 + 2 \cdot 0,525 = 49,05 \text{ м}$$

$$A_{\text{пп}} = a_1 + 2\delta_1 ;$$

$$A_{\text{пп}} = 18 + 2 \cdot 0,525 = 19,05 \text{ м}$$

2.1.6 Визначаємо висоту зовнішніх стін

$$H_{\text{ст1}} = 3 \text{ м}$$

$$H_{\text{ст2}} = (H_{\text{п}} - 3) + \delta_2 + \delta. \quad (2.5)$$

$$H_{\text{ст2}} = (24 - 3) + 0,05 + 0,15 = 21,2 \text{ м}$$

2.1.7 Згідно з [6] визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриття та вікон відповідно

$$- K_{\text{ст}} = 1,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{\text{п}} = 1,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$- K_{\text{вік}} = 2,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.1.8 Визначаємо площу поверхні вікон, м^2

$$F_{\text{вік}} = H_{\text{вік}} C n_{\text{вік}}, \quad (2.6)$$

де $n_{\text{вік}}$ – кількість вікон, $C=2$ (м) – ширина вікон, м. $H_{\text{вік}}=1,5$ (м) – висота вікон.

- для стін, орієнтованих на захід та схід, перший поверх

$$F_{\text{вік1.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 16 = 48 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на захід та схід, інші поверхи

$$F_{\text{вік1.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 80 = 240 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на південь та північ, перший поверх

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{внк.2.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 3 = 9 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на південь та північ, інші поверхи

$$F_{\text{внк.2.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 15 = 45 \text{ м}^2;$$

2.1.9 Визначаємо поверхні зовнішніх стін

$$F_1 = A_{\text{П}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{внк}}, \quad (2.7)$$

- для стіни, орієнтованої на північ та південь, перший поверх

$$F_{1.1} = 19,05 \cdot 3 - 9 = 48,15 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на північ та південь, інші поверхи

$$F_{1.2} = 19,05 \cdot 21,2 - 45 = 358,86 \text{ м}^2;$$

-для стіни, орієнтованої на схід та захід, перший поверх

$$F_3 = 49,05 \cdot 3 - 60 = 87,15 \text{ м}^2;$$

-для стіни, орієнтованої на схід та захід, інші поверхи

$$F_3 = 49,05 \cdot 21,2 - 240 = 799,86 \text{ м}^2;$$

2.1.10 Визначаємо площу перекриття, м

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1) (b_1 + 0,5\delta_1), \quad (2.8)$$

$$F_{\text{пер}} = (48 + 0,5 \cdot 0,525) (18 + 0,5 \cdot 0,525) = 881,39 \text{ м}^2.$$

2.1.11 Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення $H_{\text{п}} \leq 4$ м різниця температур, °С

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (2.9)$$

$$\Delta t_1 = 22 - (-18) = 40 \text{ °С};$$

2.1.12 Визначення теплових втрат через підлогу, розподіл на зони зображено на рис.2.1.

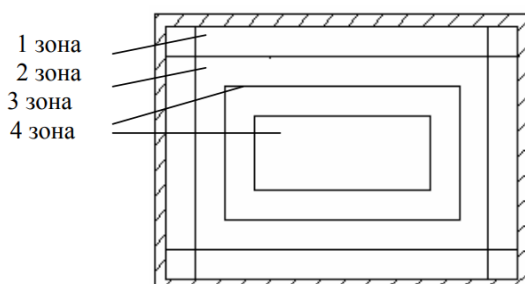


Рис. 2.1 – Поділ площі підлоги на зони

Згідно вихідних даних розмір підлоги дорівнює : $F_{\text{п}}=48 \cdot 18=864 \text{ м}^2$, таким чином площі зон

$$F_{\text{I}} = 864 - ((48 - 4) \cdot (18 - 4)) = 864 - 616 = 248 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{II}} = 616 - ((44 - 4) \cdot (14 - 4)) = 616 - 400 = 216 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{III}} = 400 - ((40 - 4) \cdot (10 - 4)) = 400 - 216 = 184 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{IV}} = 32 \cdot 6 = 152 \text{ м}^2;$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги складають [6]

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

- для першої зони - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$;
- для другої зони - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$;
- для третьої зони - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$;
- для четвертої зони - $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$.

2.1.13 Теплові втрати для підлоги розраховуються окремо до кожної зони відповідно, за формулою

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_i, \text{ кВт} \quad (2.10)$$

$$Q_I = \frac{248}{2,15 \cdot 1000} \cdot 40 = 4,61 \text{ кВт};$$

$$Q_{II} = \frac{216}{4,3 \cdot 1000} \cdot 40 = 2,01 \text{ кВт};$$

$$Q_{III} = \frac{184}{8,6 \cdot 1000} \cdot 40 = 0,86 \text{ кВт};$$

$$Q_{IV} = \frac{152}{14,2 \cdot 1000} \cdot 40 = 0,43 \text{ кВт};$$

$$\Sigma Q = 4,61 + 2,01 + 0,86 + 0,43 = 7,91 \text{ кВт}.$$

2.1.14 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення визначаємо при коефіцієнті $n = 1$ для вертикальних зовнішніх стін і $n = 0,9$ для перекриття з горищем.
Результати розрахунків зводимо в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків навантажень на опалення

Зовнішнє обгородження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня обгородження $F_i, \text{ м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт Теплопередачі $K_i, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	Втрати теплоти через обгородження $Q_{\text{обг.}i}, \text{ кВт}$	Додаткові втрати, %	Втрати теплоти, враховуючи додаткові, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
Перший поверх							
Зовнішня Стіна	Пн	48,15	40	1,16	2,234	5	2,346
Зовнішня Стіна	Пд	48,15	40	1,16	2,234	5	2,346

Продовження таблиці 2.1

Зовнішня Стіна	Зх	87,15	40	1,16	4,044	5	4,246
Зовнішня Стіна	Сх	87,15	40	1,16	4,044	5	4,246
Вікна	Пн	9	40	2,63	0,947	5	0,994
Вікна	Пд	9	40	2,63	0,947	5	0,994
Вікна	Сх	48	40	2,63	5,05	5	5,303
Вікна	Зх	48	40	2,63	5,05	5	5,303
Інші поверхи							
Зовнішня Стіна	Пн	358,86	40	1,16	16,651	5	17,484
Зовнішня Стіна	Пд	358,86	40	1,16	16,651	5	17,484
Зовнішня Стіна	Сх	799,86	40	1,16	37,114	5	38,97
Зовнішня Стіна	Зх	799,86	40	1,16	37,114	5	38,97
Вікна	Пн	45	40	2,63	4,734	5	4,971
Вікна	Пд	45	40	2,63	4,734	5	4,971
Вікна	Сх	240	40	2,63	25,248	5	26,51
Вікна	Зх	240	40	2,63	25,248	5	26,51
Перекритт я	-	881,39	40	1,3	45,832	-	45,832
Підлога	-	-		-	7,91	-	7,91
Всього	255,39						

2.1.15 Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря враховують тільки для вікон в розмірі 15% від основних теплових втрат через вікна

$$Q_{\text{інф}} = (0,947 + 0,947 + 5,05 + 5,05 + 4,734 + 4,734 + 25,248 + 25,248) \cdot 0,15 = 10,794 \text{ кВт.}$$

2.1.16. Сумарні теплові втрати приміщенням, кВт, розраховуються за формулою

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф}} \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{втр}} = 255,39 + 10,794 = 266,2 \text{ кВт.}$$

2.1.17 Річна витрата теплоти на опалення [6]

$$Q_o^{\text{рік}} = Q_o^{\text{сп}} n_o \cdot 24 \cdot 3600, \quad (2.12)$$

					ТП 51 58 009 ПЗ		Арк.
							20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$Q_o^{cp} = Q_{втр} \frac{t_{вн} - t_{ср.о.}}{t_{вн} - t_{р.о.}}, \quad (2.13)$$

$$Q_o^{cp} = 266,7 \cdot \frac{22 - 2}{22 - (-18)} = 133,4 \text{ кВт},$$

$$Q_o^{pik} = 133,4 \cdot 158 \cdot 24 \cdot 3600 = 1821 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}.$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків витрат теплоти на опалення

Найменування величини	Позначення	Одиниці вимірювання	Величина
1 Річна витрата теплоти на опалення	Q_o^{pik}	МДж / рік	$1821 \cdot 10^3$
2 Максимальна витрата теплоти на опалення	$Q_{втр}$	кВт	266,7
3 Середня витрата теплоти на опалення	Q_o^{cp}	кВт	133,4

2.2 Розрахунок витрат теплоти на гаряче водопостачання

2.2.1 Максимальна витрата теплоти на ГВП.

Отримане значення в кВт застосовується для визначення поверхні нагрівача системи ГВП [4]

$$Q_{ГВП\max} = 1,163 \cdot G_{год} \cdot (t_{г.сеп} - t_{х.з.}) + Q_{п} - Q_{ц}, \quad (2.14)$$

де $G_{год}$ – розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання, $Q_{п}+Q_{ц}$ – витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП, кВт [6]

$$Q_{п}+Q_{ц}=0,05 \cdot Q_o \quad (2.15)$$

$$Q_{п}+Q_{ц}=0,05 \cdot 266,7=13,34 \text{ кВт}$$

2.2.2 Розрахункові витрати гарячої води за годину найбільшого водоспоживання

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вин} \cdot \alpha_{год} \quad (2.16)$$

де $K_{вин}$ – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання беруть за приладом, для якого витрата води за годину найбільша, в даному випадку – змішувач умивальника. $K_{вин}=0,32$ [4].

$\alpha_{год}$ – безрозмірна величина, яку визначають залежно від кількості водорозбірних приладів N на розрахунковій ділянці мережі трубопроводу (N=540 для одного будинку) і ймовірності їх використання $P_{в.з.}$ за годину найбільшого споживання (P=0,18 згідно з [6]).

Добуток $NP = \frac{NP}{K_{\text{вик}}} = 12 \cdot \frac{0,18}{0,32} = 6,75$. Тоді за рис. 6.1[4] для $NP_{\text{год}}=6,75$ значення $\alpha_{\text{год}} = 1,48$;

g – витрата гарячої води одним водорозбірним приладом, для умивальників $g = 0,07 \text{ кг} / \text{с}$ [7].

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,07 \cdot 0,32 \cdot 1,48 = 596,7 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

2.2.3 Отже, максимальна витрата теплоти, згідно (2.16) дорівнює

$$Q_{\text{ГВП max}} = 1,163 G_g \cdot (t_{\text{г.сер}} - t_{\text{х.з}}) + Q_{\text{II}} + Q_{\text{Ц}} = 1,163 \cdot 596,7 \cdot (55 - 5) + 13340 = 48,04 \text{ кВт}$$

2.2.4 Середня витрати теплоти на ГВП будемо розраховувати за збільшеними показниками [5], згідно яких:

$$Q_{\text{ГВПсер}} = Q_{\text{ГВП max}} / (2 \dots 2,4)$$

$$Q_{\text{ГВПсер}} = 48,04 / 2,4 = 20,02 \text{ кВт}$$

2.3.5 Річні витрати теплоти на ГВП за опалювальний період дорівнюють [5]

$$Q_{\text{ГВП.рік}} = Q_{\text{ГВП.сер}} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600 \quad (2.17)$$

$$Q_{\text{ГВП.рік}} = 20,02 \cdot 10^3 \cdot 158 \cdot 24 \cdot 3600 = 273,3 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}$$

Отримані результати зведені в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 Результатаи розрахунків витрат на ГВП

Найменування величини	Позначення	Одиниці вимірювання	Величина
1. Середня теплова потужність за опалювальний період	$Q_{\text{ГВП.сер}}$	кВт	20,02
2. Максимальна теплова потужність	$Q_{\text{ГВП.max}}$	кВт	48,04
3. Річна теплова потужність	$Q_{\text{ГВП.рік}}$	МДж/рік	$273,3 \cdot 10^3$

Для вибору схеми підігріву води для потреб ГВП визначимо відношення максимальної витрати теплоти на ГВП до максимальної витрати теплоти на опалення

$$\frac{Q_{\text{ГВП}}^{\text{max}}}{Q_o^{\text{max}}} = \frac{48,04}{266,7} = 0,18 \quad (2.18)$$

Оскільки отримане значення менше від 0,2, отже для підігріву води на ГВП обираємо одноступеневу схему (див. рис.1.2).

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК СХЕМИ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

3.1 Розрахунок підігрівача системи опалення:

Вихідні дані:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_o=266,7$ кВт;
- температура води у прямому мережному трубопроводі $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотньому мережному трубопроводі $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ\text{C}$;
- температура води у прямому трубопроводі місцевої системи опалення $t_{\text{прям.2}} = 95^\circ\text{C}$;
- температура води у зворотньому трубопроводі місцевої системи опалення $t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}$.

3.1.1 Середньологарифмічна різниця температур (рис.3.1).

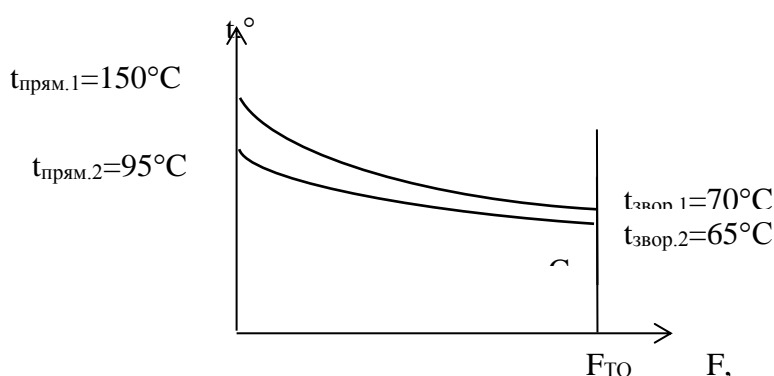


Рисунок 3.1 - Графік зміни температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}}, \quad (3.1)$$

більша різниця температур

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}}, \quad (3.2)$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = 150 - 95 = 55^\circ\text{C}.$$

менша різниця температур

$$\Delta t_{\bar{m}} = t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}}, \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{\bar{m}} = 70 - 65 = 5^\circ\text{C},$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{55 - 5}{\ln \frac{55}{5}} = 20,85^\circ\text{C}.$$

3.1.2 Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника:

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Вода зі сторони центральної мережі

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}, \quad (3.4)$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^\circ C.$$

За $t_{cp1} = 110^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри [8]:

$$\rho_1 = 951 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}, \quad (3.5)$$

$$t_{cp2} = \frac{95 + 65}{2} = 80^\circ C.$$

За $t_{cp2} = 80^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри [8]:

$$\rho_2 = 971,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_2 = 2,21; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (3.6)$$

$$t_c = \frac{110 + 80}{2} = 95^\circ C.$$

За $t_c = 95^\circ C$ знаходимо теплофізичні параметри $\text{Pr}_c = 1,85$ [8].

3.1.3 Витрати води у теплообміннику

$$G_{on1} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.1} - t_{звор.1})}, \quad (3.7)$$

$$G_{on1} = \frac{266,7}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 0,796 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$G_{on2} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.2} - t_{звор.2})}, \quad (3.8)$$

$$G_{on2} = \frac{266,7}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 2,123 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,3р [4]. Їх характеристики наведені в таблиці 3.1.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 - Технічна характеристика пластини 0,3р:

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри, $a \times b \times \delta^m$, мм	1370x300x1
Поверхня теплообміну, $F_{пл}, м^2$	0,3
Вага (маса) m , кг	3,2
Щілинні канали	
Змочуваний периметр каналу, м	0,66
Ширина каналу, мм	150
Зазор для проходу робочого тіла в каналі, м	0,004
Еквівалентний діаметр каналу, d_e , м	0,008
Площа перерізу каналу, f_{nl} , $м^2$	0,0011
Найбільший умовний діаметр штуцера, $D_{ш}$, мм	65(80)
Коефіцієнт теплопровідності стінки, $\lambda_{ст}, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	22
Гідравлічний коефіцієнт, с	19,3
Приведена довжина каналу, $L_{пр}$, м	1,12

3.1.4 Швидкість теплоносіїв у каналах

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівним $z_1 = 4$.

Зі сторони місцевої мережі $z_2 = z_1 = 4$ [4,9];

$$W_1 = \frac{G_{on1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (3.9)$$

$$W_1 = \frac{0,796}{4 \cdot 0,0011 \cdot 951} = 0,19 \frac{м}{с}.$$

$$W_2 = \frac{G_{on2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (3.10)$$

$$W_2 = \frac{2,123}{4 \cdot 0,0011 \cdot 971,8} = 0,497 \frac{м}{с}.$$

3.1.5 Температурний множник [9]

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (3.11)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left(\frac{1,6}{1,85} \right)^{0,25} = 5017.$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \quad (3.12)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left(\frac{2,21}{1,85} \right)^{0,25} = 4961.$$

3.1.6 Коефіцієнт тепловіддачі [9]

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.13)$$

$$\alpha_1 = 5017 \frac{0,19^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 5497 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.14)$$

$$\alpha_2 = 4961 \frac{0,497^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 10967 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

3.1.7 Коефіцієнт теплопередачі [9]

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (3.15)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$;

R_3 - термічний опір накипу, приймаємо $R_3 = 0,0002 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}$,

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{5497} + \frac{1}{10967} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1793 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

3.1.8 Площа поверхні нагрівання [9]

$$F = \frac{Q_0}{k \Delta t}, \quad (3.16)$$

$$F = \frac{266,7 \cdot 10^3}{1793 \cdot 20,85} = 7,13 m^2$$

3.1.9 Кількість пластин підігрівача [9]

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (3.17)$$

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_{nl} = \frac{7,13}{0,3} = 23,8 \approx 24 \text{ шт.}$$

3.1.10 Кількість ходів у теплообміннику [9]

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (3.18)$$

$$x = \frac{24 - 1}{4 + 4} = 3$$

3.1.11 Загальна кількість пластин [9]

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (3.19)$$

$$z_{nl} = 3 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 1 = 25 \text{ шт.}$$

3.1.12 Сумарна площа нагрівання теплообмінника [9]:

$$F_1 = F_{nl} z_{nl}, \quad (3.20)$$

$$F_1 = 0,3 \cdot 25 = 7,5 \text{ м}^2.$$

3.1.13 Гідравлічний розрахунок

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (3.21)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,19 \cdot 0,008}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 5588.$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2}, \quad (3.22)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,497 \cdot 0,008}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 10893.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (3.23)$$

$$\lambda_1 = \frac{19,3}{5588^{0,25}} = 2,23.$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (3.24)$$

$$\lambda_2 = \frac{19,3}{10893^{0,25}} = 1,889.$$

Втрата тиску у каналах з мережної сторони

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.25)$$

$$\Delta P_1 = 2,23 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{4 \cdot 951 \cdot 0,19^2}{2} = 21436 \text{ Па.}$$

Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (3.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,889 \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{4 \cdot 971,8 \cdot 0,497^2}{2} = 126964 \text{ Па.}$$

3.1.14 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1,5 \frac{m}{c}$.

Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.27)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,796}{\pi \cdot 951 \cdot 1,5}} = 0,032 \text{ мм.}$$

За ДБН В.2.6 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 32 мм.

Патрубок внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (3.28)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,123}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,05 \text{ мм.}$$

За ДБН В.2.6 приймаємо сталевий безшовний гарячедеформований патрубок внутрішнім діаметром 50мм.

Схема компоновки теплообмінника

$$C_x \frac{4+4+4}{5+4+4}.$$

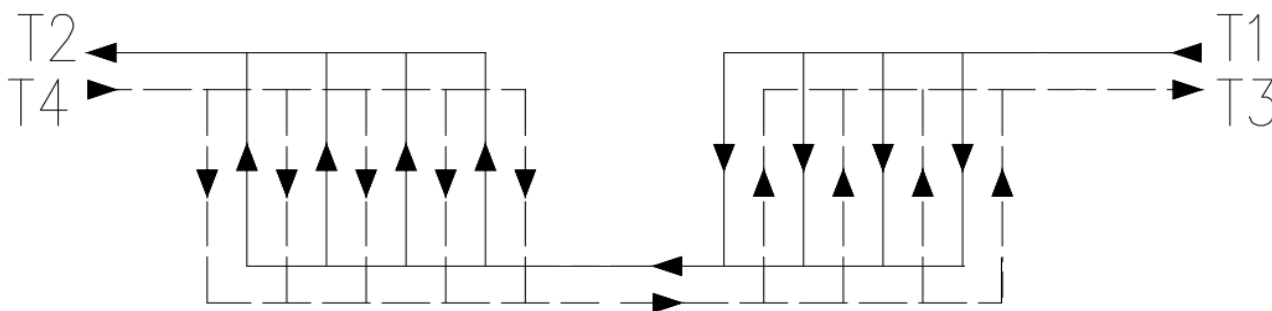
Принципова схема руху теплоносіїв в теплообміннику та приєднання патрубків зображено на рисунку 2.2.

Характеристики теплообмінника системи опалення зведені в таблицю 3.2.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2- Характеристика теплообмінника системи опалення

Характеристика	Одиниця	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	1706
2. Загальна площа поверхні теплообміну	м ²	7,5
3. Гідравлічні втрати з боки мережні	Па	21436
4. Гідравлічні втрати з боку води, яка нагрівається	Па	126964
5. Кількість ходів	шт	3
6. Кількість пластин	шт	25
7. Діаметр патрубків мережної води	мм	32
8. Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	50



T1 – вода з прямого трубопроводу опалення; T2 – вода у теплову мережу;

T3 – вода у зворотній трубопровід системи опалення; T4 – вода з системи опалення.

Рисунок 3.2 - Принципова схема двох останніх ходів теплообмінника системи опалення.

3.2 Розрахунок навантажень та витрат на підігрівач ГВП

Схему приєднання водопідігрівачів (рис.1.2) гарячого водопостачання вибираємо в залежності від співвідношення максимальної витрати теплоти на гаряче водопостачання $Q_{\max \text{ зг}}$ і максимальної витрати теплоти на опалення $Q_{o \max}$ [4]

$$\frac{Q_{\text{ГВП}}^{\max}}{Q_o^{\max}} = \frac{48,04}{266,7} = 0,18; \quad \frac{Q_{\max \text{ зг}}}{Q_{o \max}} < 0,2 \text{ – отже приймаємо одноступінчатую схему.}$$

3.2.1 Вихідні данні:

а) загальна максимальна теплова потужність на гаряче водопостачання $Q_{\text{згн}}^{\max} = 48,04 \text{ кВт};$

б) розрахункова температура води :

– у прямому трубопроводі теплової мережі $t_{\text{прям.1}}^p = 150^\circ \text{C};$

– у зворотному трубопроводі теплової мережі $t_{\text{звор.1}}^p = 70^\circ \text{C}.$

3.2.2 Середня температура води в опалювальних приладах

$$t_{\text{он.ср}}^p = \frac{t_{\text{прям.2}}^p + t_{\text{звор.2}}^p}{2}; \quad (3.29)$$

$$t_{\text{он.ср}}^p = \frac{95 + 65}{2} = 80^\circ \text{C}.$$

3.2.3 Опалювальний коефіцієнт [1]

$$\varphi_{\text{он}}^{\text{зл}} = \frac{t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{вн}} - \frac{0,4 \cdot n}{1+n} (t_{\text{он.ср}}^p - t_{\text{вн}}^p)}{t_{\text{прям.1}}^p - t_{\text{вн}}^p}, \quad (3.30)$$

де $t_{\text{прям.1}}^{\min} = 70^\circ \text{C}$ – мінімальна температура мережної води в точці зламу температурного графіка ;

$t_{\text{вн}}^p = 22^\circ \text{C}$ – розрахункова температура повітря всередині приміщення;

$n = 0,32$ – коефіцієнт, який приймається при русі води в опалювальних пристроях згори донизу

$$\varphi_{\text{он}}^{\text{зл}} = \frac{70 - 22 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (80 - 22)}{150 - 22} = 0,331.$$

3.2.4 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка [1]

$$t_{\text{з}}^{\text{зл}} = t_{\text{вн}}^p - \varphi_{\text{он}}^{\text{зл}} (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{п.о}}^p), \quad (3.31)$$

де $t_{\text{п.о}}^p = -18^\circ \text{C}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення в холодний період,

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_3^{3l} = 22 - 0,331 \cdot (22 - (-18)) = 8,76^\circ C.$$

3.2.5 Температура мережної води у зворотному трубопроводі [1]

$$t_{звор.1}^{\min} = t_{прям.1}^{\min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_3^{3l}}{t_{вн}^p - t_{p.o}^p}, \quad (3.32)$$

$$t_{звор.1}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{22 - 8,76}{22 - (-18)} = 43,52^\circ C.$$

3.2.6 Масова витрата води на ГВП у підігрівачі

$$G_{c.в.} = \frac{Q_{c.вн}^{\max}}{c_p \cdot (t_n - t_x)}, \quad (3.33)$$

$$G_{c.в.1} = \frac{48,04 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (55 - 5)} = 0,229 \frac{кг}{с}.$$

3.2.9 Витрата мережної води у підігрівачі гарячої води

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_p (t_{прям.1}^{\min} - t_{звор.1}^{\min})}; \quad (3.34)$$

$$G_2 = \frac{48,04 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (70 - 43,52)} = 0,433 \frac{кг}{с}.$$

3.2.10 Витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря, що дорівнює температурі у точці зламу

$$Q_o^{3l} = Q_o \frac{t_{вн}^p - t_3^{3l}}{t_{вн}^p - t_{p.o}^p}, \quad (3.35)$$

$$Q_o^{3l} = 266,7 \cdot 10^3 \cdot \frac{22 - 8,76}{22 - (-18)} = 88,29 \text{ кВт}.$$

3.2.11 Витрата мережної води на опалення у точці зламу

$$G_o^{3l} = \frac{Q_o^{3l}}{c_p (t_{прям.1}^{\min} - t_{звор.1}^{\min})}, \quad (3.36)$$

$$G_o^{3l} = \frac{88,29 \cdot 10^3}{4187 \cdot (70 - 42,52)} = 0,767 \frac{кг}{с}.$$

3.3 Розрахунок пластинчатого підігрівача ГВП

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,1р [2], характеристики яких наведені в таблиці 3.3.

3.3.1 Розрахунок поверхні нагріву одноступеневого підігрівача ГВП

$$F = \frac{Q_{c.вн}^{\max}}{k \Delta t_{сер}}. \quad (3.37)$$

3.3.2 Середній температурний напір $\Delta t_{сер}$ визначається як

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta t_{сер} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,31g \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (3.38)$$

де більша різниця температур

$$\Delta t_6 = 30 - 5 = 25^\circ C,$$

а менша різниця температур

$$\Delta t_M = 70 - 55 = 15^\circ C.$$

Графік зміни температур теплоносіїв зображений на рис.3.3.

Таблиця 3.3 – Технічна характеристика пластин 0,1р

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^m$, мм	900×160×1
Поверхня теплообміну $F_{пл}, м^2$	0,1
Вага (маса) m , кг	1,2
Щілинні канали	
Крок гофрів s , мм	20,8
Висота гофрів h , мм	5
Кількість гофрів n , шт..	12
Еквівалентний діаметр каналу d_e , м	0,00885
Площа перерізу каналу $f_{пл}$, $м^2$	0,00064
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{ш}$, мм	65
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст}, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	22
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$, м	0,8

Отже середній температурний напір складає

$$\Delta t_{сер} = \frac{25 - 15}{2,31g \frac{25}{15}} = 19,6^\circ C.$$

Графік зміни температури теплоносіїв зображено на рис.3.3.

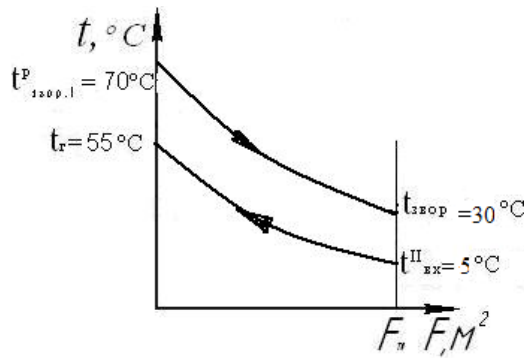


Рисунок 3.3 – Графік зміни температур теплоносіїв

3.3.3 Швидкість мережної води в каналі [2]

$$W_1 = \frac{G_{Г1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (3.39)$$

де ρ_1 - густина води, кг/м³ згідно [8] приймаємо

$$\rho_1 = f\left(t_{cp1} = \frac{t_1'' + t_1'}{2} = \frac{70 + 30}{2} = 50^\circ C\right) = 988,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

z_1 – кількість каналів в теплообміннику з гріючої сторони, приймаємо $z_1 = 2$ шт;

$$W_1 = \frac{0,433}{2 \cdot 0,00064 \cdot 988,1} = 0,342 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3.3.4 Температурний множник [9]

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.40)$$

приймаємо згідно [8] по $t_{cp1} = 50^\circ C$: $\text{Pr}_1 = 3,54$, $\nu_1 = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\lambda_1 = 64,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

$$\text{Pr}_{cp} = f\left(t_{cp3} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{50 + 40}{2} = 45^\circ C\right) = 3,93,$$

$$A_1 = 0,1 \cdot \frac{64,8 \cdot 10^{-2}}{(0,556 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 3,54^{0,43} \cdot \left(\frac{3,54}{3,93} \right)^{0,25} = 4003.$$

3.3.5 Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води [9]

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.41)$$

$$\alpha_1 = 4003 \cdot \frac{0,342^{0,73}}{0,00885^{0,27}} = 6555 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

3.3.6 Швидкість води в каналі, що нагрівається [4]

$$W_2 = \frac{G_H}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (3.42)$$

де ρ_2 – густина води, кг/м^3 , згідно [8] приймаємо

$$\rho_2 = f\left(t_{cp2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 55}{2} = 30^\circ\text{C}\right) = 995,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

z_2 – кількість каналів в теплообміннику зі сторони, що нагрівається, приймаємо

$z_1 = z_2 = 2$ шт.

$$W_2 = \frac{0,229}{2 \cdot 0,0011 \cdot 995,7} = 0,105 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Температурний множник [9]

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.43)$$

приймаємо згідно [8] по $t_{cp2} = 30^\circ\text{C}$:

$$\text{Pr}_2 = 5,42, \quad \nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}, \quad \lambda_2 = 61,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}),$$

$$A_2 = 0,1 \cdot \frac{61,8 \cdot 10^{-2}}{(0,805 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 5,42^{0,43} \left(\frac{5,42}{4,31} \right)^{0,25} = 3804.$$

3.3.7 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається [9]

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_s^{0,27}}, \quad (3.44)$$

$$\alpha_2 = 3804 \frac{0,105^{0,73}}{0,00885^{0,27}} = 2630 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

3.3.8 Коефіцієнт теплопередачі [11]

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_s}, \quad (3.45)$$

де β_1 – поправка, що дозволяє врахувати нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$;

$$R_s - \text{термічний опір забрудненого слою, приймаємо } R_s = 0,0002 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{6555} + \frac{1}{2630} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1182 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

3.3.10 Площа поверхні теплообміну

$$F_1 = \frac{Q_1}{\kappa_1 \Delta t}, \quad (3.46)$$

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_1 = \frac{48,04 \cdot 10^3}{1182 \cdot 19,6} = 2,07 \text{ м}^2.$$

3.3.11 Кількість пластин підігрівача, які передають теплоту, шт

$$z_{nl} = \frac{F_1}{F_{nl}}, \quad (3.47)$$

$$z_{nl} = \frac{2,07}{0,1} = 20,7 = 21 \text{ шт.}$$

3.3.12 Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (3.48)$$

$$x = \frac{21 - 1}{2 + 2} = 5.$$

3.3.13 Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (3.49)$$

$$z_{nl} = 2 \cdot 5 + 2 \cdot 5 + 1 = 21 \text{ шт.}$$

3.3.14 Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}, \quad (3.50)$$

$$F_1 = 0,1 \cdot 21 = 2,1 \text{ м}^2.$$

3.3.15 Коефіцієнт гідравлічного тертя [4]

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (3.51)$$

де число Рейнольдса можна розрахувати за формулою [4] :

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_9}{\nu_1},$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,348 \cdot 0,00885}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 5444$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{5444^{0,25}} = 1,75.$$

3.3.16 Втрати тиску у каналах теплообмінника з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \cdot \frac{L_{np1}}{d_9} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.52)$$

$$\Delta P_1 = 1,75 \cdot \frac{0,8}{0,00885} \cdot \frac{5 \cdot 988,1 \cdot 0,342^2}{2} = 45706 \text{ Па.}$$

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.17 Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (3.53)$$

де $c_2 = c_1 = 15$, а число Рейнольдса можна розрахувати за формулою

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2},$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,105 \cdot 0,00885}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1154,$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{1154^{0,25}} = 2,57$$

3.3.18 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np2}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (3.54)$$

$$\Delta P_2 = 2,57 \cdot \frac{0,8}{0,00885} \cdot \frac{5 \cdot 995,7 \cdot 0,105^2}{2} = 6376 \text{ Па}$$

3.3.19 Схема компоновки теплообмінного апарата. Два останніх ходи зображено на рис.3.4.

$$C_x \frac{2+2+2+2+2}{3+2+2+2+2}$$

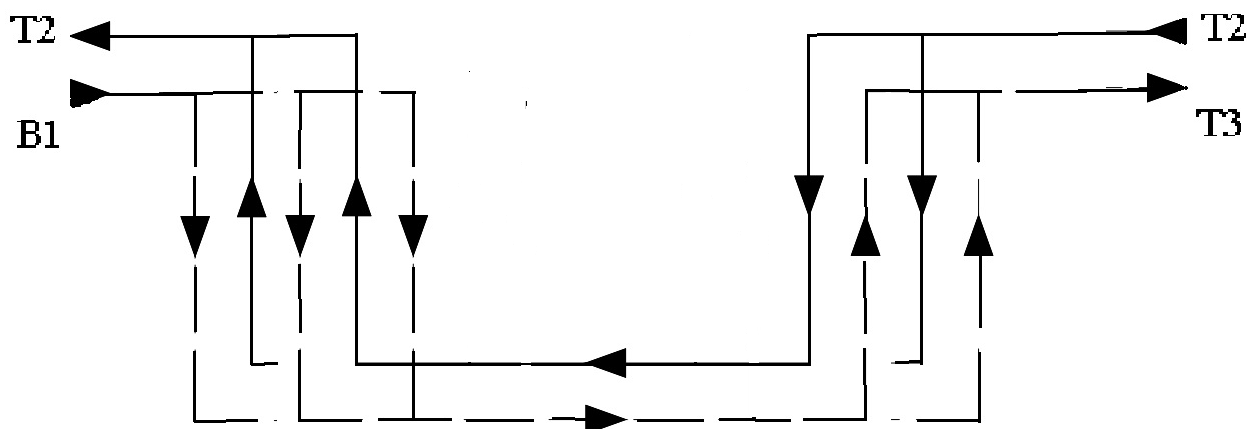


Рисунок 3.4—Схема компоновки двох останніх ходів пластинчастого підігрівача ГВП

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Характеристики теплообмінника підігріву ГВП

Найменування	Одиниця	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² *К)	1182
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	2,1
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	45706
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	6376
5. Кількість ходів	шт.	5
6. Кількість пластин	шт.	21

3.4 Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання забезпечують циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору постійною [3].

Циркуляційний насос повинен забезпечити 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП [3] .

3.4.1 Витрата води системи циркуляції

$$G_p = 0,1 \cdot G_n, \quad (3.55)$$

де G_n береться з попереднього розрахунку (див. п.3.2.6),

$$G_p = 0,1 \cdot 0,229 = 0,0229 \text{ кг/с} = 0,082 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3.4.2 Гідрравлічний опір замкненого контуру системи гарячого водопостачання:

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (3.56)$$

де Δp_2 береться з попереднього розрахунку (див.п.3.3.18);

Δp_{ϕ} =20 кПа– максимальний гідрравлічний опір фільтра;

$\Delta p_{\text{тр}}$ =20 кПа гідрравлічний опір трубопроводної системи ГВП, приймається згідно [2].

$$\Delta p_{\text{сис}}^{\text{ГВП}} = 6,376 \cdot 10^3 + 20 \cdot 10^3 + 20 \cdot 10^3 = 46376 \text{ Па}.$$

3.4.3 Необхідний напір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

$$p_{\text{ци}}^{\text{ГВП}} \geq \Delta p_{\text{сист}}^{\text{ГВП}},$$

$$p_{\text{ци}}^{\text{ГВП}} \geq 46,376 \text{ кПа}$$

3.4.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

$$G_p=0,082 \text{ м}^3/\text{год}, \quad p_n^{\text{ГВП}} \geq 46,376 \text{ кПа}.$$

У якості насосу системи гарячого водопостачання вибираємо два насоса типу Star-ST 15-6 фірми Wilo [10]. Один робочий, один резервний. Характеристика даного насоса зображена на рис.3.5.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

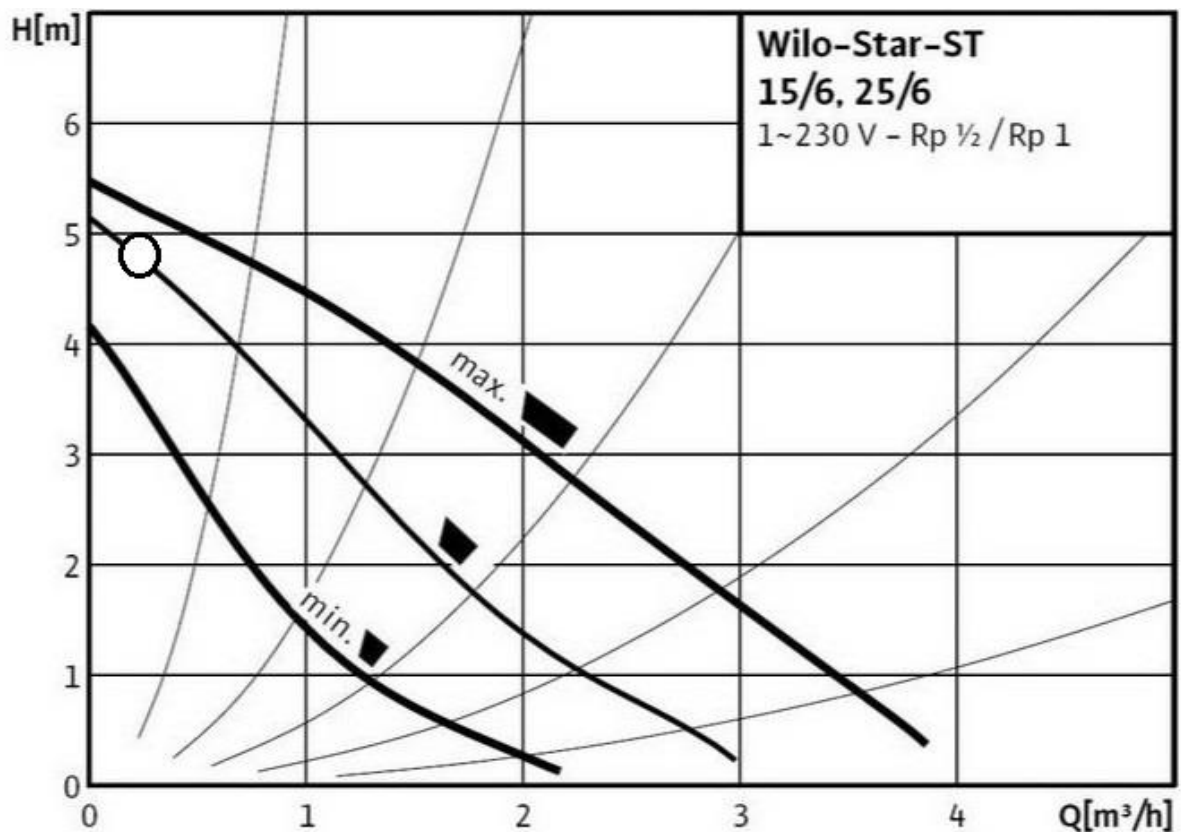


Рисунок 3.5 – H-Q характеристика циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання

Габаритні розміри насосу: L=142 мм; H=180 мм; D=130 мм; маса m=2,5 кг.

3.5 Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати лише гідравлічний опір у замкненому контурі. Зазвичай вони не можуть підняти воду на всю висоту будівлі і забезпечити підживлення системи. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по замкненому контуру трубопроводів місцевої системи опалення [2].

Для організації схеми із 100 відсотковим резервуванням приймається два насоси, що включені паралельно [2].

3.5.1 Продуктивність циркуляційних насосів [3]

$$G_o^H = \frac{Q_o \cdot 3,6 \cdot 10^3}{(t_{\text{прям.2}} - t_{\text{звор.2}}) \cdot c \cdot \rho}, \quad (3.57)$$

де $Q_o = 266,7 \cdot 10^3$ Вт – загальна максимальна теплова потужність на опалення;

$t_{\text{прям.2}} = 95^\circ\text{C}$ – температура води у прямому трубопроводі системи опалення;

$t_{\text{звор.2}} = 65^\circ\text{C}$ – температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;

$\rho = f(t_{\text{звор.2}} = 65^{\circ}\text{C}) = 979,96 \text{ кг/м}^3$ – густина води.

$$G_0^H = \frac{266,7 \cdot 10^3 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{(95 - 65) \cdot 4187 \cdot 979,96} = 7,8 \text{ м}^3/\text{год} = 28,08 \text{ л/с}.$$

3.5.2 Гідравлічний опір замкнутого контуру системи опалення

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = \Delta p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (3.58)$$

де Δp_2 береться з попереднього розрахунку (див п.3.1.13);

$\Delta p_{\phi} = 20$ кПа–максимальний гідравлічний опір фільтра, приймається згідно з [2] ;

$\Delta p_{\text{тр}} = 20$ кПа–гідравлічний опір трубопроводної системи опалення.

гідравлічний опір системи опалення:

$$\Delta p_{\text{сис}}^0 = 126,96 \cdot 10^3 + 20 \cdot 10^3 + 20 \cdot 10^3 = 166960 \text{ Па}.$$

3.5.3 Необхідний напір циркуляційних насосів

$$p_{\text{цн}}^0 \geq \Delta p_{\text{сист}}^0, \quad (3.59)$$

$$p_{\text{цн}}^0 \geq 166,96 \text{ кПа}$$

3.5.4 Робоча точка циркуляційного насосу системи опалення

$$G_{\text{н}}^0 = 7,8 \text{ м}^3/\text{год}, \quad p_{\text{цн}}^0 \geq 166,96 \text{ кПа}.$$

У якості циркуляційного насосу системи опалення вибираємо насос типу CronoLine ІЛ40/220-1,5/4 фірми Wilo [10]. За умови 100 відсоткового резервування, приймаємо два насоси.

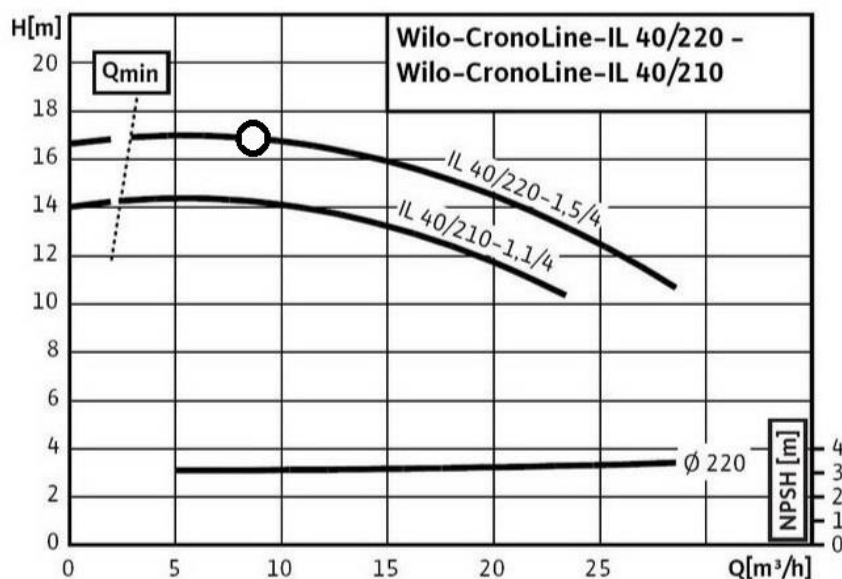


Рис. 3.6 Характеристика циркуляційного насоса

Габаритні розміри насоса, мм:472x193x430. Маса насоса m=60 кг.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

3.6 Вибір підживлювального насосу системи опалення

Підживлення та заповнення здійснюється із зворотнього трубопроводу теплової мережі [2]. Це зумовлено тим, що температура теплоносія в них менша температури в подаючих трубопроводах. Крім того, заповнення системи із зворотнього трубопроводу теплової мережі безпечніше, через можливий виток теплоносія. Таке заповнення можна здійснювати не турбуючись про кипання води в системі опалення, трубопроводи якої в цьому випадку знаходяться під атмосферним тиском, оскільки температура теплоносія в зворотному трубопроводі тепломережі не перевищує 70°C, на відміну від подаючого трубопроводу, де температура теплоносія може бути більше ніж 100°C [2].

3.6.1 Необхідний напір підживлювального насосу [2]

$$P_{\text{підж}} = (H_{\text{мс}} + 5) - H_{\text{зв}} \quad (3.60)$$

де $H_{\text{мс}}=24$ м вод.ст. – висота системи опалення;

$H_{\text{зв}}= 20$ м вод.ст. – напір у зворотному мережному трубопроводі (приймається).

$$P_{\text{підж}} = (24 + 5) - 20 = 9 \text{ м вод.ст.}$$

3.6.2 Продуктивність насоса вибираємо відповідно до об'єму системи. Вона дорівнює 10% об'єму системи за одну годину

$$G_{\text{нп}} = 0,1 \cdot V_{\text{с}}. \quad (3.61)$$

Приймаємо об'єм системи $V_{\text{с}}=14,5 \text{ м}^3$

$$G_{\text{нп}} = 0,1 \cdot 14,5 = 1,45 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3.6.3 Робоча точка підживлювального насосу системи опалення

$$G_{\text{н}}^0 = 1,45 \text{ м}^3/\text{год}, \quad P_{\text{жн}}^0 \geq 9 \text{ м вод.ст.}$$

Для підживлення системи опалення вибираємо насос типу TOP-S 25/10 фірми Wilo [10].

Габаритні розміри насоса, мм: 180x172x184, маса $m=6,2$ кг.

Характеристика обраного насоса зображена на рис.3.7.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

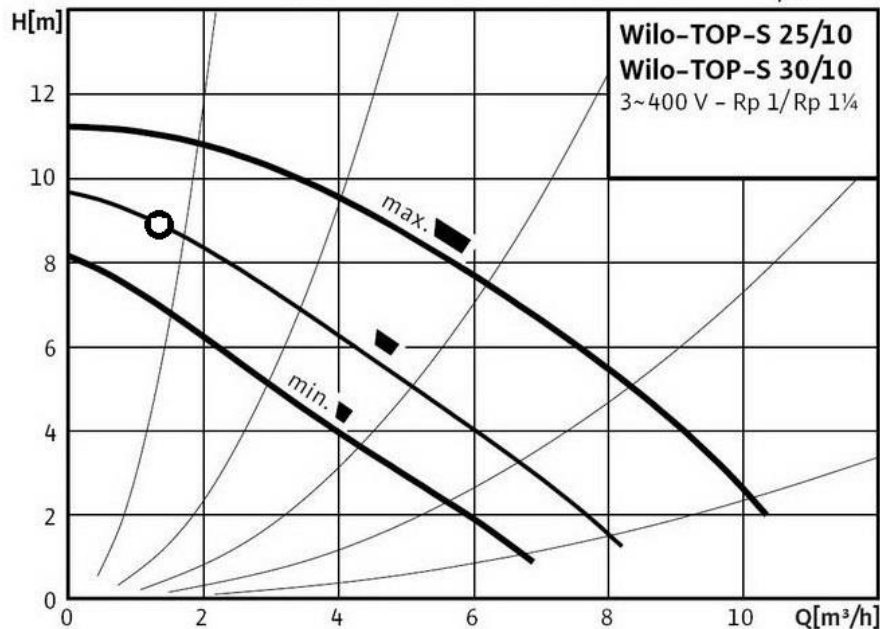


Рисунок 3.7 – Н-Q характеристика підживлюючого насоса системи опалення

3.7 Вибір розширювального баку системи опалення

Розширювальний бак відноситься до захисної частини замкнутих систем. В опалювальних системах, які працюють по незалежній схемі приєднання до теплової мережі, розширювальні баки застосовуються для компенсації об'єму води при зміні температури [2].

Внутрішній простір всіх елементів системи опалення заповнено водою. Об'єм води у системі опалення у процесі експлуатації змінюється: при підвищенні температури води – збільшується, при зниженні – зменшується. Конструкція баку представляє собою циліндричну ємність, яка розділена на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При нагріванні надлишковий об'єм води поступає в бак, стискуючи газ, як у баці, так і у системі в цілому. При охолодженні вода з баку під тиском зі сторони об'єму заповненого азотом повертається в систему. Така система дозволяє розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення. Що суттєво спрощує контроль за роботою баку та його обслуговування [2].

Розрахунковий об'єм води

3.7.1 Загальний об'єм води, яка циркулює у системі [1]

$$V_a = Q_o \cdot V_{c.m.} \quad (3.62)$$

де Q_o – максимальне навантаження системи опалення ($Q_o=266,7$ кВт);

$V_{c.т.}$ – питомий об'єм води в системі опалення, ($V_{c.т.}=16,25$ м³/МВт) [2].

Тоді

$$V_a = 0,2667 \cdot 16,25 = 4,33 \text{ м}^3$$

3.7.2 Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури)

$$\Delta V_a = \beta \Delta t V_a, \quad (3.63)$$

де $\beta = 0,0006$ середній коефіцієнт об'ємного розширювання води;

$$\Delta t = 95 - 65 = 30 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\Delta V_a = 0,0006 \cdot 30 \cdot 4,33 = 0,0779 \text{ м}^3$$

3.7.3 Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баці [1]

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}, \quad (3.64)$$

$$V_v = \frac{4,33 \cdot 0,5}{100} = 0,0217 \text{ м}^3$$

3.6.4 Мінімальний об'єм розширювального баку

$$V_{\min} = (\Delta V_a + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (3.65)$$

де p_0 - тиск газу, у розширювальному баці при відсутності тиску води, приймається $p_0 = 30 \text{ м.вод.ст.}$

p_e - тиск середовища в системі опалення, приймається $p_e = 40 \text{ м.вод.ст.}$

$$V_{\min} = (0,0779 + 0,0217) \cdot \frac{40 + 10}{40 - 30} = 0,498 \text{ м}^3.$$

Обираємо розширювальний бак об'ємом $0,5 \text{ м}^3$ марки ELBI ERCE-500, з габаритними розмірами: $H = 1425 \text{ мм}$, $D = 775 \text{ мм}$.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 МОДЕРНІЗАЦІЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ БУДІВЛІ

4.1 Витрати навколишнього повітря, що забезпечують необхідну потужність ТН для приготування води на ГВП в літній період

4.1.1 Розрахуємо максимально можливі витрати зовнішнього повітря для забезпечення теплового навантаження на ГВП [6]

$$m_n = \frac{Q_{n.макс} \cdot 3600}{(h_1 - h_2)}, \quad (4.1)$$

де m_n – маса атмосферного повітря що утилізується за 1 годину;

h_1, h_2 - ентальпія повітря відповідно на вході в повітроохолоджувач і на виході з нього (по h-d діаграмі вологого повітря);

ρ_n - середня густина повітря в даному температурному діапазоні.

Відповідно до h-d діаграми (рис.4.1) точкам 1 и 2 відповідають наступні параметри:
 $h_1=50$ кДж/кг, $d_1=10,6$ г/кг ($t_{пов}=23^\circ\text{C}$, $\varphi=60\%$, температура повітря для точки 1 дорівнює середній за період з 15 квітня по 15 жовтня);

$h_2=29,2$ кДж/кг, $d_1=7,6$ г/кг ($t_{пов}=10^\circ\text{C}$, $\varphi=100\%$); $\rho_n \approx 1,22 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Тоді

$$Q_{с.в.}^{max.л} = Q_{max.с.в.} = 48,04 \text{ кВт}$$

$$m_n = \frac{48,04 \cdot 10^3 \cdot 3600}{(50 - 29,2) \cdot 10^3} = 8315 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

4.1.2 Кількість води, що конденсується при охолодженні повітря, яку необхідно відвести в каналізацію.

$$D = \frac{m_n \cdot (d_1 - d_2)}{3600}, \quad (4.2)$$

$$D = \frac{8315 \cdot (10,6 - 7,6)}{3600} = 6,93 \frac{\text{г}}{\text{с}} = 24,95 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

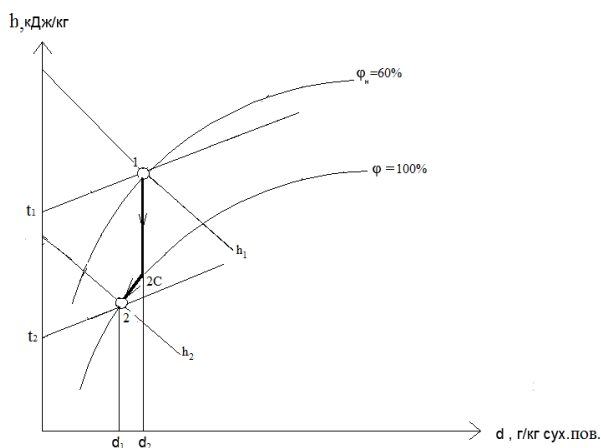


Рисунок 4.1 – процес охолодження вентиляційного повітря в h-d діаграмі вологого повітря

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

4.2 Баки акумулятори системи ГВП будівлі

Приймаємо 2 баки-акумулятори Galmet SG 1000 (рис.4.2), об'ємом по 1 м³ з наступними геометричними характеристиками:

$$h_1 = 420\text{мм}, h_2 = 650\text{мм}, h_3 = 800\text{мм}, h_4 = 1100\text{мм}, h_5 = 1530\text{мм}, L = 1940\text{мм}, D = 1055\text{мм}.$$

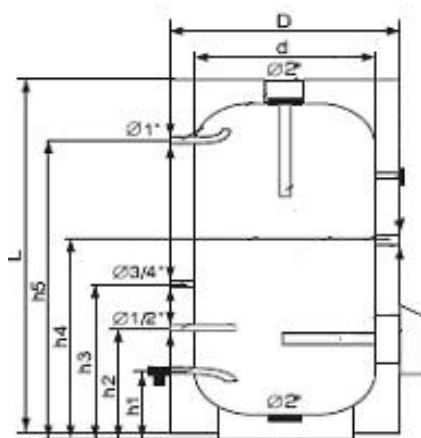


Рисунок 4.2 – Бак акумулятор Galmet SG 1000

4.3 Вибір холодильного агента. Термодинамічний розрахунок теплового насосу

4.3.1 Вибір фреону здійснювався на основі тиску на лінії насичення при даній температурі 60°C в конденсаторі ТН. Сучасна компресійна техніка використовує наступні фреони R22, R134a, R407c, 410a [11]. Нижче, в таблиці 4.1, наведені значення тиску на лінії насичення цих хладонів при температурі 60°C.

Таблиця 4.1 – Значення тиску на лінії насичення хладонів

Марка фреону	R22	R407c	410a	R134a
Тиск насичення, МПа, при t=60C	2,43	2-2,3	3,83	1,68

З таблиці 4.1 видно, що при температурі 60°C найнижчий тиск насичення має фреон R134a. Таким чином цей фреон найбільше придатний як робоче тіло в тепловому насосі.

В складі R134a відсутній хлор через що цей фреон отримав широке застосування в холодильній техніці. Використання даного фреону обмежується температурою кипіння у випаровувачі ТН нижче – 6 °C він не застосовується [11]. Безпечний для озонового шару. З точки зору парникового ефекту рекомендовано використовувати в герметичних системах. Процес з використанням фреону R134a показаний на рис.4.3, а загальна схема установки і процесу в ній зображена на рис.4.4.

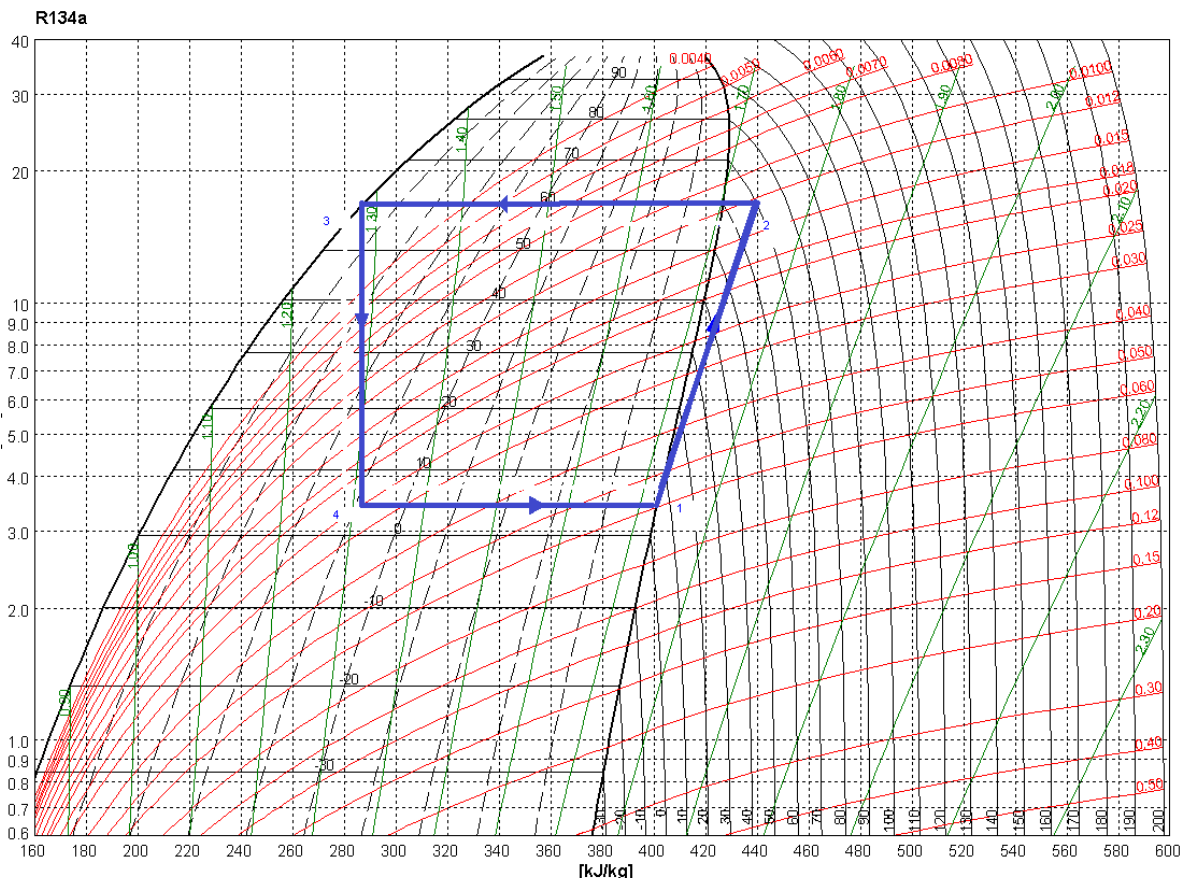


Рисунок 4.3 – P-h діаграма фреону R134a з лініями процесу

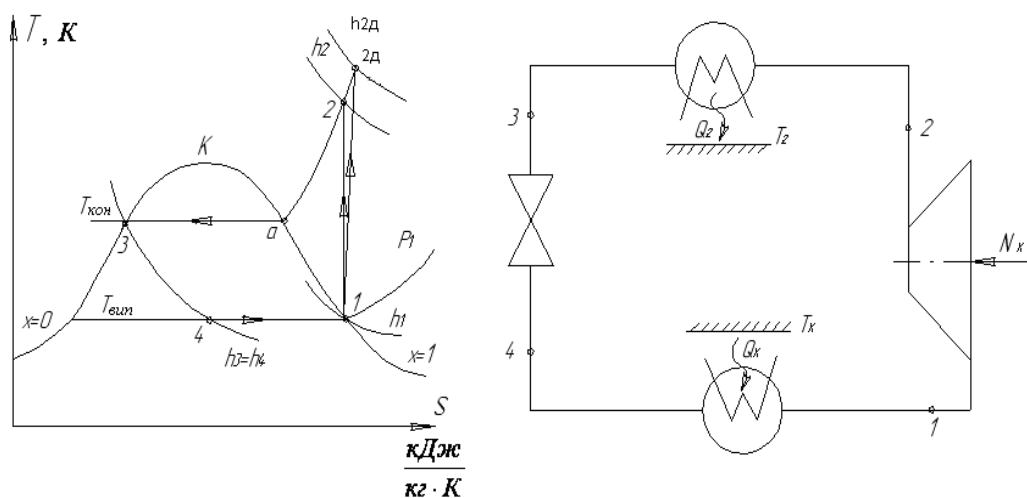


Рисунок 4.4 – Схема теплонасосної установки і її процес в Ts-діаграмі

4.3.2 У випаровувачі ТН теплота відбирається від навколишнього повітря. Температура повітря на вході у випарник теплоносія $t'_{TH}=23^{\circ}\text{C}$, а на виході $t''_{TH}=10^{\circ}\text{C}$. З урахуванням температурного напору у випарнику, приймаємо температуру кипіння фреону $t_0=5^{\circ}\text{C}$. Враховуючи перегрів холодоагенту у трубах, його температуру на вході в компресор приймаємо $t_1=8^{\circ}\text{C}$.

За температурою насичення холодоагенту у випарнику $t_0=5^\circ\text{C}$ знаходимо тиск холодоносія у випарнику, по P-h діаграмі

$$P_0=P(T_0)=354 \text{ кПа.} \quad (4.3)$$

За температурою $t_1=8^\circ\text{C}$ і тиску $p_1=354 \text{ кПа}$ знаходимо ентальпію в точці 1

$$h_1 = 402 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Для здійснення процесу тепловіддачі від холодоагента до води для ГВП, яка повинна мати температуру на виході з конденсатора не вище $t_{MB}'' = 55^\circ\text{C}$, приймаємо температуру насичення R 134a в конденсаторі $t_k=60^\circ\text{C}$.

Тиск у конденсаторі при цьому

$$P_k=P(T_{\text{кон}})=1682 \text{ кПа.} \quad (4.4)$$

На виході з конденсатору холодоагент переохолоджується в трубах на 2°C . По температурі на вході в дросельний вентиль $t_3=58^\circ\text{C}$ знаходимо ентальпію $h_3 = 283 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Так як процес в дросельному вентилі ізоентальпний ($h=\text{const}$), то $h_4 = h_3 = 283 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

4.3.3 При теоретичному процесі стиснення ентальпія на виході з компресора визначається за P-h діаграмою: при $S_1=S_2=\text{const}$, $P_2=1682 \text{ кПа}$, $h_2=432 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Ентальпія хладону при дійсному процесі стиснення визначається з урахуванням наступних даних виробника: $\eta_{oi}=0,75$, $\eta_{oi} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2o} - h_1}.$

$$\text{Звідки } h_{2o} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oi}} + h_1 = 442 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4.3.4 Питоме теплове навантаження в конденсаторі

$$q_k=h_2-h_3, \quad (4.5)$$

$$q_k=442-287,5=154,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4.3.5 Питоме теплове навантаження випарника

$$q_o=h_1-h_4, \quad (4.6)$$

$$q_o=402-283=119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4.3.6 Масова витрата холодоагенту

$$m_a = \frac{Q_\kappa}{q_\kappa}, \quad (4.7)$$

де $Q_\kappa = 20,02$ кВт – величина теплового навантаження конденсатора по програмі для вибору компресора ТН фірми-виготовлювача (до установки приймається два ТН).

$$m_a = \frac{20,02}{154,5} = 0,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4.3.7 Потужність компресора

$$N = m_a (h_2 - h_1), \quad (4.8)$$

$$N = 0,13 \cdot (442 - 402) = 5,2 \text{ кВт}$$

Дефіцит теплового навантаження на ГВП в розмірі $(Q_{\text{ГВП}}^{\text{max}} - Q_\kappa) = 28,02$ кВт покривається за рахунок встановлення двох баків акумуляторів.

4.3.9 Коефіцієнт трансформації циклу [11]

$$\varphi = \frac{Q_\kappa}{N}, \quad (4.9)$$

$$\varphi = \frac{20,02}{5,2} = 3,85.$$

4.3.10 Реальний коефіцієнт трансформації, з урахуванням втрат енергії в компресорі.

$$\varphi_p = \frac{Q_\kappa}{N} \eta_\kappa, \quad (4.10)$$

$$\varphi = 3,85 \cdot 0,75 = 2,89.$$

4.3.11 Коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно [11]

$$\varphi_\kappa = \frac{T_z}{T_z - T_x} = \frac{(273 + t_z)}{(t_z - t_x)}, \quad (4.11)$$

$$\varphi_\kappa = \frac{(273 + 60)}{(60 - 5)} = 6,06.$$

$$\varphi < \varphi_\kappa.$$

Таким чином розрахований коефіцієнт трансформації можна отримати в реальному циклі.

4.3.12 Вибір компресора. За допомогою сайту для підбору компресорів фірми BITZER, по визначеним параметрам обираємо компресор BITZER ESH730Y-20S, характеристики якого наведені в таблиці 4.2. і таблиці 4.3.

Таблиця 4.2 – Термодинамічні параметри BITZER ESH730Y-20S

компрессор "Scroll" ▼

Режим: Охлаждение и кондицио ▼

Хладагент: R134a ▼

Темп., используемая в расчете: Темп. "точки росы" ▼

тип компрессора: Одиночный компрессор ▼

Серии: ES - серия (вертикальн) ▼

Подбор компрессора ⬆

☐ Холодопроизвод-сть: 20

☒ модель компрессора: ESH730Y ▼

☐ Вкл. предыдущие типы

Рабочая точка ⬆

Тиспарения SST: 5 °C

Тконденсации SCT: 60 °C

Условия функционирования ⬆

Переохл-е (после конде): 0 K

Перегрев всасыв. паров: 10 K

☐ Полезный перегрев: 100 % i

Регулирование производительности ⬆


☒ без

Электропитание ⬆

Частота питания: 50Hz ▼

Напряжение питания: 200V-Y (20S) ▼

☒ Показать Общий обзор



Результат Пределы Технические данные Размеры Информация Документация

*по стандарту EN12900 (темп. всасываемых паров 20°C, переохлаждение жидкости 0 K)

Компрессор ESH730Y-20S 📄	
Ступени регулирования производительности 100%	
Холодопроизвод-сть	15,68 kW
Холодопроизвод-сть*	15,89 kW
Произв-сть испарителя	15,68 kW
Потребл. мощность	6,99 kW
Ток (200V)	25,0 A
Напряжения питания	180-200V
Производительность конденсатора	22,7 kW
COP/КПД	2,24
COP/КПД *	2,27
Массов. расход	461 kg/h
Температура нагнетания без охлаждения	90,1 °C

Таблиця 4.3 – Технічні дані BITZER ESH730Y-20S

Технические данные	
Технические параметры	
Объемная произв-сть (2900об/мин 50 Гц)	30 m³/h
Объемная произв-сть (3500об/мин 60 Гц)	36,2 m³/h
Вес	85 kg
Макс. избыточное давление (НД/ВД)	19 / 28 bar
Присоединение линии всасывания	
Соединение под пайку	1 3/8 (Standard "B" version)
Адаптер "Роталок"	1 1/8 (Option)
Запорный вентиль типа "Роталок"	1 1/8 (Option)
Присоединение линии нагнетания	
Соединение под пайку	7/8 (Standard "B" version)
Адаптер "Роталок"	1 1/8 (Option)
Запорный вентиль типа "Роталок"	1 1/8 (Option)
Тип масла для R22	B5.2 (Option)
Тип масла для R134a/R404A/R507A/R407A/R407C/R407F	BSE35K (Standard)
Параметры мотора	
Напряжение мотора (др. по запросу)	180-200V Y-3-50Hz
Максимальный рабочий ток	46.0 A
Пусковой ток (ротор заблокирован)	236.0 A
Мак. энергопотребление	11,8 kW
Комплект поставки	
Заправка масла	4,0 dm³
Защита мотора	SE-B3
Класс защиты	IP54
Антивибрационные демпферы	Standard
Доступные опции	
Подогреватель масла	65 W
Датчик температуры нагнетания	Option
Защита мотора	SE-E1
Измерения шумовых параметров	
Уровень звуковой мощности (+5°C/50°C) @50Гц	71,3 dB(A) @ 50Hz
Уровень звуковой мощности (-10°C/45°C) @50Гц	73,8 dB(A) @ 50Hz
Уровень звукового давления @1м (+5°C/50°C) @50Гц	63,3 dB(A) @ 50Hz

Габаритні розміри компресора, мм. : 338x314x585. Інші розміри вказані на рис.4.5.

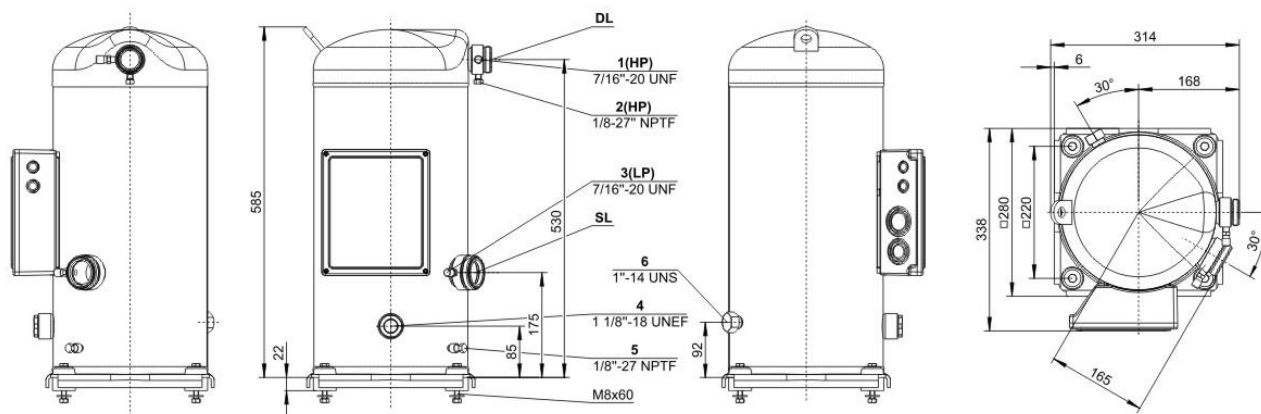


Рисунок 4.5 – Розміри і з'єднання компресора BITZER ESH730Y-20S

4.4 Розрахунок охолоджувача повітря – випаровувача холодильного агенту теплового насоса

4.4.1 Вихідні дані для розрахунку:

Температура гріючого теплоносія (повітря)

- на вході в охолоджувач повітря + 23° C
- на виході з охолоджувача повітря + 12° C

Температура теплоносія що нагрівається + 5° C

Зовнішній діаметр труб охолоджувача повітря d=10 мм

Розміщення труб в апараті – шаховий пучок, з поперечним і повздовжнім кроком
 $S_1=S_2=20$ мм.

Параметри оребрення

- товщина ребра $\delta_p = 1$ мм
- висота ребра $h = 4$ мм
- крок оребрення $S_{pb} = 4$ мм

Схема руху теплоносіїв – перехресна

Об'ємна витрата гріючого теплоносія (L_1)

$$L_1 = \frac{Q_{n.макс} \cdot 3600}{\rho_n \cdot (h_1 - h_2)}$$

$$\text{де } Q_{n.макс} = \frac{Q_{ГВП}^{max}}{2,4} = \frac{48,04}{2,4} = 20,02 \text{ кВт- середня витрата теплоти на ГВП.}$$

$$L_1 = \frac{20,02 \cdot 10^3 \cdot 3600}{1,22 \cdot (50 - 29,2) \cdot 10^3} = 2840,2 \frac{m^3}{год}$$

4.4.2 Для визначення коефіцієнту тепловіддачі конвекцією α_k від повітря до оребрених труб використовуємо [12]. Згідно з яким:

$$\alpha_k = 1,163 \cdot C_z \cdot C_\phi \cdot C_s \cdot \alpha_n, \quad (4.12)$$

де α_n - нормативний коефіцієнт тепловіддачі, визначається згідно з 26 в залежності від швидкості руху теплоносія та компоновки пучка;

C_z, C_ϕ, C_s - поправочні коефіцієнти відповідно на форму пучка, кількість рядів і фізичні параметри теплоносія (повітря).

Приймаємо $\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = 2$, $\sigma_2 = \frac{S_2}{d} = 2$, число рядів $z=13$. Профіль ребра – круглий.

4.4.3 Швидкість повітря задаємо $W = 5 \frac{m}{c}$.

Згідно [12] $C_z = 1,2$; $C_\phi = 1,1$; $C_s = 1$; $\alpha_n = 73 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$.

Тоді коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_k = 1,163 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 73 = 112 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

4.4.4 Середня різниця температур в охолоджувачі

$$\Delta t = \Delta t_l \cdot \varepsilon_t, \quad (4.13)$$

$$\Delta t_l = \frac{18-5}{\ln 2,15} = 14,1.$$

де ε_t - поправка на перехресну течію згідно [2]

$$\Delta t = 14,1 \cdot 0,97 = 13,7^\circ C.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі α_{np} віднесений до гладкої поверхні труб дорівнює [12]

$$\alpha_{np} = \alpha_k \left(\frac{H_p}{H} \cdot E \cdot \mu + \frac{H_{mp}}{H} \right) \cdot \Psi_p, \quad (4.14)$$

де $\Psi_p = \frac{(D-d+2D\delta_p)}{2dS_p} + 1 - \frac{\delta_p}{S_p}$ - коефіцієнт оребрення; $D=d+2h$;

$\delta_p=0,001$ м - товщина ребра;

$\frac{H_{mp}}{H} = \frac{1}{\psi_p} \left(1 - \frac{\delta_p}{S_{p\phi}} \right)$ - відношення площі міжреберних ділянок до повної площі поверхні

оребреної труби;

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\frac{H_p}{H} = 1 - \frac{H_{mp}}{H}$ - відношення площі поверхні ребра до повної площі поверхні оребреної труби;

$E=0,99$ - коефіцієнт ефективності ребра, визначається по [12].

Враховуючи що $\psi_p = 4$; $\frac{H_{mp}}{H} = 0,1875$; $\frac{H_p}{H} = 0,8125$; отримуємо

$$\alpha_{np} = 112 \cdot (0,8125 \cdot 0,99 + 0,1875) \cdot 4 = 444,4 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

4.4.6 Коефіцієнт теплопередачі для поверхні випаровування одного з теплоносіїв дорівнює [11]

$$k_{np} = \frac{\alpha_{np}}{1 + \varepsilon \alpha_{np}}, \quad (4.15)$$

де $\varepsilon=0,003$ коефіцієнт забруднення.

$$k_{np} = \frac{444,4}{1 + 0,003 \cdot 444,4} = 190,5 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

4.4.7 Необхідна площа теплообміну в розрахунку на гладкі труби

$$F = \frac{Q_n^{\max}}{k_{np} \cdot \Delta t}, \quad (4.16)$$

$$F = \frac{20020}{190,5 \cdot 13,7} = 7,67 \text{ м}^2.$$

Загальна кількість труб

$$n = \frac{F_{zl}}{\pi \cdot d \cdot l}, \quad (4.17)$$

$$n = \frac{7,67}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,52} = 470,$$

де $l=0,52$ м - висота охолоджувача, якою задаємося.

Кількість труб в поперечному ряді

$$n = \frac{a}{S_1} - 1, \quad (4.18)$$

$$n = \frac{800}{20} - 1 = 39,$$

де $a=760$ мм -це ширина охолоджувача, якою задаємося.

Кількість рядів труб охолоджувача [12]

$$n = \frac{760}{20} - 1 = 37.$$

4.4.8 Величина площі живого перерізу по ходу руху повітря

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{non} = \left(1 - \frac{1}{\frac{S_1}{d}} \left(1 + 2 \frac{h}{S_{p\phi}} \frac{\delta_p}{d} \right) \right) \cdot a \cdot l, \quad (4.19)$$

$$F_{non} = \left(1 - \frac{1}{2} \left(1 + 2 \frac{4}{4} \frac{1}{10} \right) \right) \cdot 0,76 \cdot 0,52 = 0,158 \text{ м}^2.$$

4.4.9 Швидкість повітря в цьому перерізі

$$W = \frac{L_1}{3600 \cdot F_{non}}, \quad (4.20)$$

$$W = \frac{2840,2}{3600 \cdot 0,158} = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Отримані в результаті розрахунків значення швидкості повітря та кількості рядів співпадають з величинами, якими задавались на початку розрахунку.

4.4.10 Аеродинамічний розрахунок

Метою аеродинамічного розрахунку є визначення перепаду тиску під час руху потоку повітря через теплообмінний апарат.

Результати даного розрахунку потрібні для вибору вентилятора, що призначений для утилізації теплоти атмосферного повітря.

Аеродинамічний опір визначають інтегрально для всього пучка [13], Па:

$$\Delta P = Eu \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{W}^2, \quad (4.21)$$

де Eu – критерій Ейлера;

$\bar{\rho}$ – густина теплоносія, що знаходиться по середній температурі потоку;

\bar{W} – середня швидкість повітря.

Еквівалентний діаметр найбільш стислого перетину [12]

$$d_e = \frac{\left[(S_1 - d_H) - \frac{2 \cdot h_p \cdot \delta_p}{S_p} \right]}{\frac{2 \cdot h_p}{S_p} + 1}, \quad (4.22)$$

$$d_{\text{экв}} = \frac{\left[(0,02 - 0,01) - \frac{2 \cdot 0,004 \cdot 0,001}{0,004} \right]}{\frac{2 \cdot 0,004}{0,004} + 1} = 0,003 \text{ м}.$$

Визначальний розмір для трубних пучків

$$l_0 = \frac{\left(F_{mpl} \cdot d_H + \frac{F_{pl}^{1,5}}{\sqrt{\frac{2}{S_p}}} \right)}{(F_{pl} + F_{mpl})}, \quad (4.23)$$

де $F_{ТР1}$ – площа міжреберних ділянок.

$$F_{mpl} = \pi \cdot d_H \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{S_p} \right), \quad (4.24)$$

$$F_{mpl} = \pi \cdot 0,01 \cdot \left(1 - \frac{0,001}{0,004} \right) = 0,024 \text{ м}^2.$$

F_{P1} – площа ребер

$$F_{P1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h_p}{S_p} \cdot (d_H + h_p), \quad (4.25)$$

$$F_{P1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,004}{0,004} \cdot (0,01 + 0,004) = 0,088 \text{ м}^2.$$

$$l_0 = \frac{\left(0,024 \cdot 0,01 + \frac{0,088^{1,5}}{\sqrt{\frac{2}{0,004}}} \right)}{(0,088 + 0,024)} = 0,013 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l_0}{\nu}, \quad (4.26)$$

$$Re = \frac{5 \cdot 0,013}{14,6 \cdot 10^{-6}} = 4452 < 1,8 \cdot 10^5,$$

Критерій Ейлера для потоків теплоносіїв

$$Eu = A \cdot z \cdot C_z \cdot C_s \cdot \left(\frac{l_0}{d_{\text{экв}}} \right)^{0,3} \cdot Re^n. \quad (4.27)$$

Оскільки $Re < 1,8 \cdot 10^5$, то для шахового пучка параметри, що входять у формулу будуть мати наступні значення [13]:

$$A=2,7$$

$$N=-0,25$$

$$C_z=1,0$$

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Eu = 2,7 \cdot 13 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,013}{0,003} \right)^{0,3} \cdot 4452^{(-0,25)} = 6,67.$$

Аеродинамічний опір теплообмінного пучка

$$\Delta P = 6,67 \cdot 1,22 \cdot 5^2 = 203,44 \text{ Па.}$$

4.5 Вибір вентилятора

Для вибору вентилятора заданими величинами повинні бути об'ємна продуктивність та необхідний тиск.

Повний тиск вентилятора, Па, буде дорівнювати [15] :

$$H = 1,1 \cdot \Delta P_{\text{вип}} + \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_{\text{вент.сист.}}, \quad (4.28)$$

де $\Delta P_{\text{вип}}$ – опір випаровувача, Па;

$\Delta P_{\text{ф}}$ – опір фільтра, приймаємо $\Delta P_{\text{ф}}=150$ Па.

$\Delta P_{\text{вент.сист.}}$ – опір вентиляційної системи для охолодження повітря будівлі влітку, приймається рівним $1,1 \cdot \Delta P_{\text{вип}} + \Delta P_{\text{ф}}$.

$$\Delta P_{\text{вент.сист.}} = 1,1 \cdot 203,44 + 150 = 374 \text{ Па}$$

$$H = 1,1 \cdot 203,44 + 150 + 374 = 748 \text{ Па,}$$

4.6.1 Вентилятор системи

Вибір вентилятора здійснюється за визначеною витратою повітря: $L_1=2840$ м³/год та повним тиском $H_1=748$ Па. За цими характеристиками обираємо вентилятор Systemair MUB/T-S 062 500ЕС. При роботі даний вентилятор має наступні характеристики [15] :

- робочий тиск $H_p=748$ Па;
- витрата повітря $L_1=2840$ м³/год;
- електрична потужність $N=1,311$ кВт.

Залежність напору і потужності насоса від об'ємної витрати представлена на рис.4.6.

Габаритні розміри вентилятора наступні, мм [15] : $B = 800$, $H = 800$, $L = 1015$, маса вентилятора $m=145$ кг.

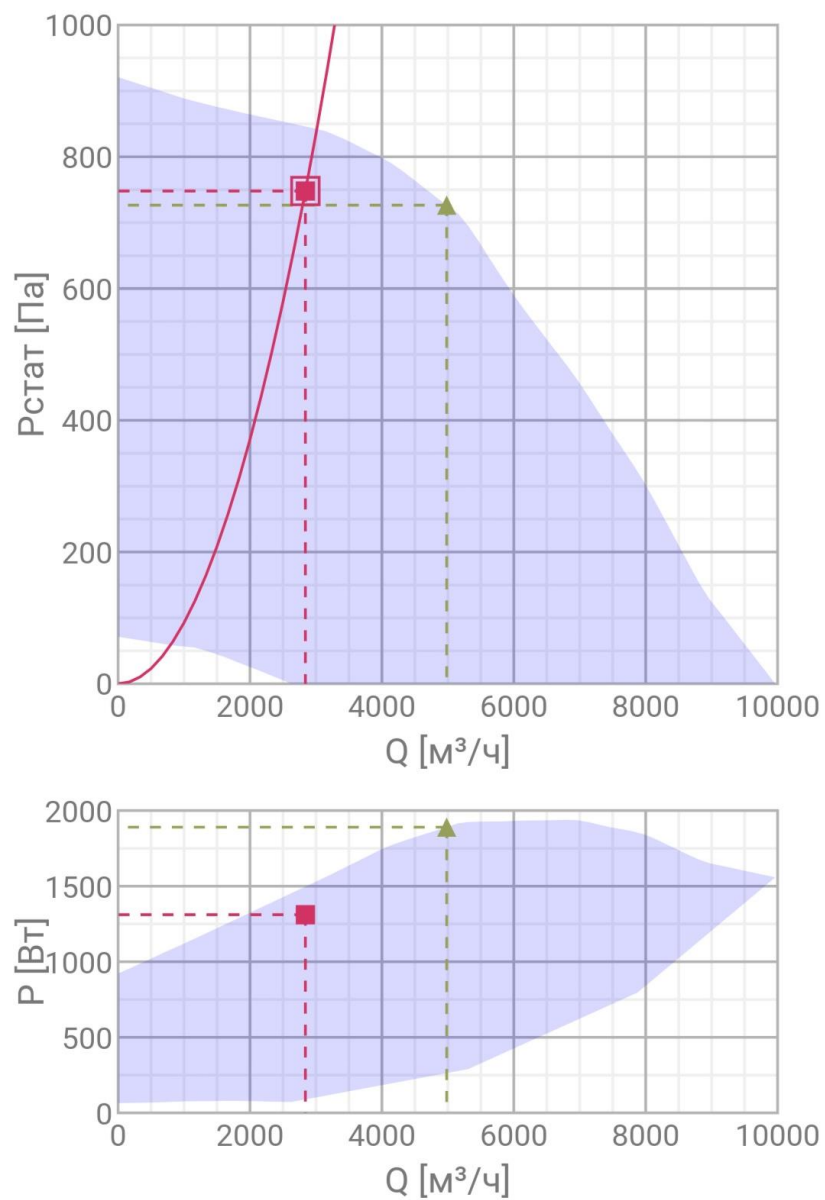


Рис. 4.6 – Характеристика вентилятора Systemair MUB/T 042 500D4 IE2

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система законодавчих, соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці на підприємствах енергетики має велике значення так, як виконання всіх норм та вимог охорони праці дозволяє забезпечити безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці, запобігає травматизму, професійним захворюванням і отруєнням, вибухам і пожежам на виробництві.

Основними завданнями охорони праці є: створення безпечних умов праці робочого персоналу, попередження професійних захворювань, виконання контролю за виконанням техніки безпеки на виробництві.

Тема дипломного проекту - «Модернізація індивідуального теплового пункту громадської будівлі в м. Києві при встановленні повітряного теплового насоса для гарячого водопостачання та кондиціювання повітря в літній період». Джерелом теплопостачання є тепловий насос з системою програмного керування. Трубопроводи обв'язки джерела – сталеві по ГОСТ 3262-75.

Теплоносієм системи опалення є вода параметрами 60-80°C при розрахунковій температурі зовнішнього повітря.

Приміщення теплонасосної знаходиться на технічному поверсі будинку, ізольованому від інших приміщень і має розміри 6х9м при висоті стелі 3 м. У цьому приміщенні розміщені: тепловий насос, циркуляційні насоси, акумулюючі баки, електронагрівач, системи керування та вимірювальні прилади.

5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованої системи теплопостачання

В данному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованої системи теплопостачання, а також розроблені відповідні заходи з електробезпеки, гігієни праці та виробничої санітарії і пожежної безпеки та профілактики.

При монтажу та експлуатації теплонасосного устаткування - установку й ведення в експлуатацію має право здійснювати тільки авторизована монтажна фірма або прямо завод-виготовлювач пристрою по кресленнях у прив'язці до конкретного використання.

Тепловий насос призначений для розміщення всередині сухих, не вибухонебезпечних приміщень, недоступних для дітей, з температурою повітря +5 ÷ +30°C. Навколо пристрою необхідний простір мінімум 600мм, за винятком тильної сторони, де є водяна й електрична комунікація. Температура складування пристрою -5 ÷ +40°C, також необхідно забезпечити відсутність вологи усередині теплообмінників установки.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При прокладанні трубопроводів – для системи гарячого, холодного водопостачання та опалення була використана система трубопроводів з поперечно зшитого поліетилену. Трубопроводи прокладаються в ізоляції. Поперечно зшитий поліетилен РЕХ-а завдяки своїй молекулярній структурі відрізняється своїми чудовими фізико-хімічними та механічними параметрами. Для радіаторного опалення використовується труба з $t_{\max}=90^{\circ}\text{C}$.

Монтажні роботи варто проводити при температур вище 0°C . Труби повинні прокладатися таким чином, щоб була можливість усунути їх механічні та термічні пошкодження. У випадку прокладання труб ззовні їх потрібно захистити від механічних ушкоджень впливу теплового випромінювання високої температури, впливу ультрафіолетових променів та відкритого вогню. Неможна допускати замерзання рідини в трубі.

Труби системи з низьким модулем гнучкості по відношенню до передачі звуків води, яка проходить по трубі, являються акустично кращими, ніж труби з таких матеріалів як мідь чи сталь. Шумі в трубопроводах виникає при протіканні води через більш вузький поперечний розріз арматури, тому в такому випадку в системі використовується «тиха арматура» з рівнем шуму $L_a < 20\text{дБА}$.

При ізоляції трубопроводів - для зменшення теплових втрат від трубопроводів систем опалення та ГВП, в проєкті використовується тепла ізоляція труб. Головною метою ізоляції є: обмеження кількості теплових втрат, як виникають в результаті прокладання трубопроводів в середовищі з більш низькою температурою; запобігання конденсації водяного пару на трубопроводах з робочим теплоносієм з низькою температурою.

Вся теплоізоляційна продукція має рівномірну замкнуту кулькову структуру. Низький коефіцієнт теплопровідності й висока стійкість до дифузії водяної пари забезпечують довговічність ізоляції, а значить і всієї системи. Температурний діапазон застосування становить від -80°C до $+95^{\circ}\text{C}$. Гарна еластичність зберігається при найнижчих температурах і не погіршується згодом.

Ізоляція має групу горючості Г1 (матеріал не поширює полум'я й не підтримує горіння). Виділення токсичних речовин у вогні (те, що звичайно є найнебезпечнішим при пожежі будь-якого ступеня) практично відсутній. Строгі тести контролю матеріалу по вогнестійкості DIN 4102 (B1) регулярно проводяться незалежними німецькими інститутами.

5.1.1 Електробезпека

Електробезпека – це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В системі теплонасосного опалення використовуються споживачі енергії, а саме: тепловий насос, електронагрівач для системи опалення, акумуляюча ємність для гарячого водопостачання та циркуляційні насоси. Вони живляться від 3-х фазної мережі з глухозаземленою нейтраллю, та зануленням, напругою 380/220 В.

Основними причинами ураження електричним струмом є:

1. Використання несправних ручних електроінструментів;
2. Випадкове доторкання до неізованих струмопровідних частин електроустаткування;
3. Застосування нестандартних або несправних переносних світильників напругою 220 В чи 127 В;
4. Робота без надійних захисних засобів та запобіжних пристосувань;
5. Доторкання до незаземлених корпусів електроустаткування, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції;
6. Недотримання правил улаштування, технічної експлуатації та правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок та ін.

Для захисту людини від ураження електричним струмом при випадковому дотику до струмоведучих частин електроустановок проектом передбачені наступні заходи:

1. Ізоляція нормально струмоведучих частин, запобігає контакту зі струмоведучими частинами. При монтажі системи електропостачання опір ізоляції повинне бути не нижче 1кОм/В, надалі контролювати щорічно перед кожним опалювальним сезоном. Опір ізоляції не повинне бути нижче 0,5кОм/В. Гранично допустимі напруження дотику й струм, що проходить через людину при нормальному (неаварійному) режимі роботи електроустановки згідно [14], рівні $U_{пр}=2В$, $I_{пр}=0,3мА$ (змінний струм).

2. Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Освітлення приміщення теплонасосної - стельові світильники з лампочками накаливання, напруга живлення 220В, висота підвісу 3м. Підведення живлення виробляється так, щоб не перетиналися минаючими проходами й трубопроводами. Всі кабелі включені в спеціальні короби.

3. Застосування засобів орієнтації в електроустановці (маркування й відповідне фарбування коробів і проводів).

4. Приміщення теплонасосної має окремий вхід з металевими дверима - це виключає можливість влучення в небезпечне приміщення сторонніх. Всі роботи з монтажу, підключенню й ремонту електроустановки повинні виконуватися фахівцем - електриком.

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при аварійних режимах роботи корпус теплового насосу заземлений - навмисно електрично з'єднаний з заземлювачем, опір якого не перевищує 4 Ом згідно вимог ГОСТ 12.1.030-81.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат робочої зони

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99 основними параметрами мікроклімату є:

1. Температура повітря;
2. Відносна вологість повітря;
3. Швидкість руху повітря;
4. Інтенсивність теплового випромінювання.

Параметри мікроклімату нормуються залежно від енергозатрат організму та періоду року.

Категорія робіт за тяжкістю, що виконується обслуговуючим персоналом теплонасосної – середньої тяжкості (II категорія).

Оптимальні параметри мікроклімату приміщення теплонасосної приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Оптимальні параметри мікроклімату в приміщенні теплонасосної.

Період року	Параметри мікроклімату		
	t, °C	φ , %	v, м/с
Теплий	21-28	60	0,1-0,3
Холодний	20-24	75	0,1-0,2

Технічні рішення для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату в приміщенні:

1. Застосована теплова ізоляція технологічного устаткування, що має температуру $t \geq 45^\circ\text{C}$ [3];
2. Використовується у теплонасосній установці етиленгліколева суміш малотоксична, у класифікації, наведеної в ГОСТ 12.1.005-88 вона відсутня. Ця речовина може становити небезпеку тільки у випадку значних витоків.

Фактичні параметри мікроклімату робочої зони відповідають димогам у табл. 5.1.

5.2.2 Захист від виробничого шуму теплонасосної установки

Основна мета нормування шуму на робочих місцях – встановлення допустимих рівнів шуму, які при впливі протягом всього робочого дня і протягом багатьох років не можуть викликати суттєвих захворювань організму людини і не заважають його нормальній трудовій діяльності.

Допустимі рівні шуму на робочих місцях регламентуються ГОСТ 19.1.003 – 89 „Шум. Загальні правила безпеки” та ДСН 3.3.6.037-99.

Джерелами шуму в лабораторії є:

1. Привод компресора теплового насоса
2. Насоси, з рівнем звукового тиску $L = 30$ дБ;

Нормовані параметри шуму – рівень звуку L_A , дБА

$$L_A = 20 \lg \frac{P_{Ai}}{P_0},$$

де P_{Ai} – середньоквадратичне значення звукового тиску з урахуванням корекції А шумоміра, Па;

P_0 – значення звукового тиску на нижньому порозі чутливості в октавній смузі з середньогометричною частотою 1000 Гц;

Рівень звукового тиску L , дБ.

$$L = 20 \lg \frac{P_i}{P_0},$$

де P_i – середньоквадратичне значення звукового тиску за період часу, що розглядається, Па.

Нормативне значення рівня шуму згідно ДСН 3.3.6-037-99 «Санітарні норми шуму, ультразвуку та інфразвуку складає 75 дБА.

Для забезпечення комфортних умов у житлових приміщеннях, особливо в нічний час, допускається значення рівня звуку -20 дБА.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні проектом передбачені наступні засоби і методи захисту:

1. Правильне місце установки;
2. Для звукоізоляції тепловий насос обладнано звукопоглинаючими регульованими опорами;
3. Система теплопостачання розраховується на оптимальну швидкість руху води 0,3...0,6 м/с.

Впроваджені заходи дозволяють отримати фактичні параметри виробничого шуму, що не перевищують граничного допустимого рівня.

5.3 Протипожежна безпека та протипожежний захист

Згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 категорія приміщення по вибухопожаронебезпеці - Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини).

Основна речовина, яка використовується в теплонасосній установці етиленглікол, негорюча й невибухонебезпечна. В установці також утримується деяка кількість масла ХФ12-16, що є горючою рідиною (температура спалаху 270 ° С, температура самозапалювання 380 ° С). У період відключення теплонасосної установки опалення будинку не здійснюється. Приміщення теплонасосної за пожежонебезпекою- відноситься до категорія В. (НАПБ Б.03.002-2007)

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Необхідна вогнестійкість будинку III, мінімальна допустима межа вогнестійкості несучих стін 2 години, міжповерхових перекриттів 0,75 години.

Згідно з ДНАОП 0.00-1.32-01. робочі зони приміщення, де розташоване теплонасосна установка, відносяться за пожежонебезпекою до класу П-1, тому що горюча рідина (масло), наявна в цьому приміщенні, має температуру спалаху $270^{\circ}\text{C} > 61^{\circ}\text{C}$.

У приміщенні теплонасосної застосовуються наступні технічні рішення по запобіганню пожежі:

- компресорне масло при справній роботі компресора ізолювано від атмосферного кисню, що запобігає утворенню горючого середовища;
- температура масла, а також етиленгликоля й устаткування теплоносорної набагато нижче температури спалаху масла;
- теплонасосна перебуває в ізолюваному приміщенні, що не має зв'язку (проходи, повітроводи) з іншими приміщеннями, прохід можливий тільки через металеві двері;
- пристрій блисковідводу будинку;
- застосування плавких запобіжників та пристроїв захисту;
- застосування захисту від короткого замикання;
- застосування ізоляції стійкої до загоряння.

У приміщенні теплонасосної передбачені наступні технічні рішення по протипожежному захисті:

- устаткування тепло насосної має засоби пожежогасіння (вогнегасники), причому тільки вуглекислотне або порошкові (застосування пінного вогнегасника може призвести до поразки електричним струмом);
- будівельні конструкції будинків мають високу ступінь вогнестійкості, що забезпечує нерозповсюдження вогню;
- поширення пожежі обмежують металеві двері.

Кількість, розташування та умови зберігання вогнегасників відповідно до ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77.

В робочих приміщеннях виконати всі вимоги НАПБ А-01.001-2004 Правила пожежної безпеки в Україні.

В робочому приміщенні встановлена система автоматична пожежна сигналізація відповідно до ДБН В.2.5 – 56 – 2014.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Дипломний проект присвячений розробці індивідуальної системи теплопостачання громадської будівлі в м. Києві з використанням теплового насосу влітку для приготування гарячого водопостачання і вентиляції. Поставлена мета досягається шляхом додаткового встановлення компресійного теплового насосу, що утилізує теплоту навколишнього повітря, трансформуючи потім в своєму конденсаторі цей тепловий потік в основне джерело ГВП в літній період року. Для акумуляції додаткової кількості гарячої води в години малих її витрат передбачено встановлення в тому ж самому місці баків-акумуляторів.

Були визначені теплові навантаження:

- на опалення $266,7 \cdot 10^3$ Вт;
- на гаряче водопостачання $48,04 \cdot 10^3$ Вт.

Схема підключення системи опалення - незалежна. Для гарячого водопостачання було обрано схему з одноступеневим приєднанням водонагрівачем пластинчатого типу.

Були виконані розрахунки: тепловий і гідравлічний підігрівачів систем опалення та гарячого водопостачання; термодинамічний теплового насосу і тепловий та аеродинамічний його випаровувача.

На основі цих розрахунків: підібране основне та допоміжне обладнання ІТП будинку: теплообмінник опалення (тип пластин 0,3р; загальна поверхня теплообміну – $7,5 \text{ м}^2$, кількість пластин – 25 шт.); нагрівача для ГВП з типом пластин 0,1р, (поверхнею теплообміну – $1,7 \text{ м}^2$ кількість пластин 17 шт.); циркуляційний насос системи опалення марки CronoLine IL40/220-1,5/4 фірми WILO, в кількості 2 шт.; підживлювальний насос системи опалення марки TOP-S 25/10 фірми WILO, в кількості 2 шт.; циркуляційний насос системи ГВП марки типу Star-ST 15-6 фірми WILO в кількості 2 шт.; розширювальний бак системи опалювання об'ємом $0,5 \text{ м}^3$); утилізаційна частина системи теплопостачання (компресор марки BITZER ESH730Y-40S, теплової потужності зі сторони конденсації 22,7 кВт в кількості 1 шт.; спроектовано каналний охолоджувач повітря з характеристиками: (поверхня $7,79 \text{ м}^2$, кількість оребрених трубок діаметром 10/1мм. 470 шт., габаритами $0,86 \times 0,42 \times 0,72$ м.); допоміжний вентилятор марки Systemair MUB/T-S 062 500EC в характеристики – повний тиск 748 Па, витрата повітря $2840 \text{ м}^3/\text{год}$ та електрична потужність 1,311 кВт.); 2 баки - акумуляторів компанії Galmet, ємністю по 1 м^3 .

Виконана компоновка вказаного обладнання в приміщенні ІТП.

Відмічені основні заходи і засоби по забезпеченню охорони праці.

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ДБН В.2.5-39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. – Чинні від 2009-01-07 – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 79с.
2. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с.
3. Васильев Г.П. Энергоэффективный экспериментальный жилой дом в микрорайоне Никулино-2 // АВОК. – 2002. – № 4. – С.10-20.
4. СП 41 – 101 -95. Проектирование тепловых пунктов. – Чинні від 1996-07-01.– М.: Госстрой России, 1999. – 79с.
5. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. Методичні вказівки до виконання курсової роботи і курсового проекту для слухачів спеціальності «Теплоенергетика» спецфакультету МІПО. – К. : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2008. – 64с.
6. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. Методичні вказівки до виконання практичних занять для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» і спеціальності «Теплоенергетика» освітньо-кваліфікаційного рівня «спеціаліст» (7.05060101) та «магістр» (8.05060101). – К. : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2013. – 60с.
7. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч. посіб./ М.Ф. Боженко, В.П. Сало. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2004. – 192с.
8. Вукалович М.П. Теплофизические свойства воды и водяного пара.- М.: Машиностроение, 1967. – 160с.
9. Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2. – С.11-14.
10. Каталог продукції, що випускається заводом «Wilo» [Електронний ресурс].- режим доступу <https://wilo.com/ua/uk> (20.05.19).
11. Куделя П. П. Конспект лекцій з технічної термодинаміки для студентів заочної форми навчання.
12. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.
13. Безродний М.К. Розрахунок термосифонних утилізаторів теплоти. Методичні вказівки./М.К. Безродний, С.О. Хавін. – К.:НТУУ «КПІ», 2004. – 36 с.
14. Каталог продукції, що випускається заводом «BITZER» [Електронний ресурс].- режим доступу <https://www.bitzer.de/websofyware> (30.05.19).
15. Каталог продукції, що випускається компанією «Systemair» [Електронний ресурс].- режим доступу <https://catalogue2/systemair.com> (01.06.19).

					ТП 51 58 009 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Мітченко Іван Олександрович

прізвище, ім'я, по-батькові

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер дипломного винахід на	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Параметричні та режимні обмеження реального використання теплових насосів в системах низькотемпературної утилізації теплоти відхідних газів енерготехнологічних агрегатів	Друк	Матеріали XVII-й міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів "Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики", Київ, 23 - 26 квітня 2019 р., у 2 т.-Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2019.-Т.1, С.275	1 стор.	Голіяд М.Н.

Список наукових праць студента Мітченко І.О.: усього 1 найменування. Список наведений на 1 сторінці.

Автор

Мітченко І.О.



Mitschenko_bakalavr

Завантажено: 06/06/2019

Перевірено: 06/06/2019

Інтернет + Бібліотека

69.4% Оригінальність

30.6% Схожість

214 Джерела

Margyn.docx	12.96%
Mazuruk_bakalavr.pdf	10.35%
PLAGIAT_ZINCHENKO.docx	9.64%
Диплом магістра Авласенко.doc	8.77%
Lemeschenko_bakalavr.docx	6.21%
Диплом liuyang.doc	6.21%
Kochetkov_bakalavr.docx	2.23%
Проверка на плагиат жинезко.docx	2.11%
МД ПЗ Шаранов В В ТП-71mn.docx	2.08%

 Схожість

 Схожість з обраним джерелом

 Заміна літер абетки

 Цитата

 Посилання